

# 压气机角区失速预测模型的改进与实验验证<sup>\*</sup>

刘宝杰<sup>1,2,3</sup>, 邱迎<sup>1</sup>, 于贤君<sup>1,2,3</sup>, 安广丰<sup>1,2,3</sup>

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;  
2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;  
3. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

**摘要:** 角区分离普遍存在于压气机中, 随着负荷的提升, 角区分离可能发展为角区失速, 导致流动的堵塞与损失显著增大。前人基于二维叶栅, 提出了预测叶片角区失速的模型, 但这些模型并没有考虑到真实压气机环境中流动的强三维性。本文在现有模型基础上, 一方面对其进行改进, 以考虑压气机中流动具有强三维性的影响; 另一方面, 利用低速压气机实验台上获得的大量实验数据对现有模型和改进后的模型进行校验。结果表明: 在真实压气机中, 现有的准则不再可行; 而基于改进后的模型, 存在一个临界参数  $D = 0.405 \pm 0.02$ , 能够准确判断静子根部角区分离和角区失速; 另外, 改进后的参数  $D$  与静子根部端区流动影响范围内的堵塞和损失存在很强的关联。

**关键词:** 角区分离; 角区失速; 角区失速预测模型; 轴流压气机

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2020) 03-0527-10

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 190106

## Improvement of Criterion for Prediction of Axial Compressor Corner Stall and Its Experimental Verification

LIU Bao-jie<sup>1,2,3</sup>, QIU Ying<sup>1</sup>, YU Xian-jun<sup>1,2,3</sup>, AN Guang-feng<sup>1,2,3</sup>

- (1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;  
2. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-Thermodynamics, School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;  
3. Collaborative Innovation Center of Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

**Abstract:** Endwall corner separation is a typical secondary flow in axial compressor. With the increase of blade loading, the corner separation flow could develop into corner stall flow, which could cause serious flow blockage and loss in compressor blade passage and should be avoided during the compressor design procedure. In order to predict the corner stall flow in compressors, some criterions has been developed, which are mainly based on two-dimensional airfoil data. The endwall flow is strong three-dimensional in real compressor environment. A new criterion is developed accordingly in the present paper. The newly developed criterion was verified by experimental data obtained from low-speed compressor tests. The results showed that the existed criterions do not work well in real compressor environment and the newly developed criterion could accurately predict the stator hub corner stall in compressors with a critical value of  $D = 0.405 \pm 0.02$ . In addition, the newly developed  $D$  parameter

<sup>\*</sup> 收稿日期: 2019-02-21; 修订日期: 2019-05-30。

基金项目: 国家自然科学基金 (51790511; 51476004)。

作者简介: 刘宝杰, 博士, 教授, 研究领域为叶轮机气动热力学。E-mail: liubj@buaa.edu.cn

通讯作者: 于贤君, 博士, 副研究员, 研究领域为叶轮机气动热力学。E-mail: yuxj@buaa.edu.cn

引用格式: 刘宝杰, 邱迎, 于贤君, 等. 压气机角区失速预测模型的改进与实验验证[J]. 推进技术, 2020, 41(3):527-536. (LIU Bao-jie, QIU Ying, YU Xian-jun, et al. Improvement of Criterion for Prediction of Axial Compressor Corner Stall and Its Experimental Verification[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(3):527-536.)

shows related correlation to the flow loss and blockage in compressor stators.

**Key words:** Corner separation; Corner stall; Criterion for the prediction of corner stall; Axial compressor

## 1 引 言

轴流压气机自诞生以来,随着设计技术的不断进步,其负荷水平不断提高<sup>[1]</sup>,而限制负荷水平提升的一个关键因素就是端区的角区分离。事实上,三维角区分离始终存在于压气机中<sup>[2]</sup>,但并不意味着失速。Lei等<sup>[3]</sup>根据角区分离的强弱将其分为角区分离和角区失速,当后者发生时,通道内存在大的回流区。对应的,Taylor等<sup>[4]</sup>将这两种分离形式分别称为闭式分离和开式分离,并指出当开式分离发生时,在靠近分离起始位置处的角区会形成一个分隔分离区和主流区的分离面。角区失速的发生会导致流动损失和堵塞显著增大<sup>[5-6]</sup>,限制负荷的提升,在多级环境中,还会引起叶片排之间的严重不匹配,导致压气机的提前失稳。采用悬臂静子<sup>[7-8]</sup>,或对静子端部采用正弯的三维造型<sup>[9-10]</sup>,均能有效地控制角区失速,但往往会增大设计点的损失。而采用边界层抽吸<sup>[11-12]</sup>或者吹除<sup>[3,13]</sup>等主动控制技术,尽管也能控制角区失速,但是在计入附加装置的功率消耗后,获得的净收益并不明显。因此,有必要建立合理的角区失速预测模型,在压气机设计阶段,合理选择设计参数,从而尽量避免在压气机的工作范围内出现角区失速。

Lieblein等<sup>[14]</sup>基于二维叶栅内的流向扩压过程,提出了经典的扩散因子,这一参数被广泛应用于在设计阶段判断叶片的负荷极限。经验表明,静子的扩散因子 $D_t$ 不应大于0.6。这一准则是通过大量的平面叶栅的实验结果得到,而压气机内流动具有很强的三维性,将其用于压气机端区流动时,常常会失效。另外,三维角区分离的形成机理与二维叶栅中的分离有本质不同。三维角区分离除了与流向扩压过程相关外,横向二次流的输运作用会使得端壁边界层内的低能流体向角区堆积,导致角区流动在流向逆压梯度作用下更易发生分离<sup>[15]</sup>。正是基于此认识,Lei等<sup>[3]</sup>针对横向二次流强度和流向扩压过程进行了模化分析,并通过对大量的数值计算结果进行关联,提出了可用于预测压气机叶片端壁角区失速的 $D$ 参数模型,当 $D$ 参数大于临界值 $D_{critical} = 0.4 \pm 0.05$ 时,叶片根部将发生角区失速,相反,则为角区分离。而Yu等<sup>[16]</sup>认为,Lei等采用气流折转角来模化二次流强度的方式过于简单,并通过数值计算指出叶片的几何以及展弦比等因素会影响 $D$ 参数的临界值。

然后,他指出真正决定横向二次流强度的应该是叶片通道内的横向压力梯度,并通过模化以及大量的数值计算分析,得到改进的 $D$ 参数模型,临界值为 $D_{critical} = 0.47 \pm 0.015$ 。此外,Lei等<sup>[3]</sup>和Taylor等<sup>[4]</sup>指出,角区分离状态与来流攻角密切相关,达到临界攻角后,角区分离会发展为角区失速;Liu等<sup>[17]</sup>采用临界攻角的模型对静子的角区分离受转子叶尖间隙大小的影响进行了分析。但是,不同几何的叶片会有不同的临界攻角,这限制了该模型的应用。

Lei等<sup>[3]</sup>和Yu等<sup>[16]</sup>发展的 $D$ 参数模型是对角区分离的物理机制有深入认识后,建立的具有普适性的模型。但是,现有的 $D$ 参数模型具有与扩散因子同样的缺点,都是基于二维叶栅数据建立的模型。在实际压气机中,由于流道的上抬与下压,叶片的扭转与三维造型,以及叶尖泄漏、端壁二次流等端区流动的影响,压气机内流动的三维性很强,现有的 $D$ 参数模型并未考虑这一因素的影响。

本文在现有模型基础上,对 $D$ 参数的表达式进行了重新推导,并通过进出口密流比来引入流动三维性的影响;利用在单级低速大尺寸压气机实验台上得到的大量实验数据,对改进的 $D$ 参数模型进行校验,并提出可用于静子根部角区失速预测的准则。本文是在不可压条件下,针对静子根部的流动展开的研究,静子根部无叶尖间隙。

## 2 实验设备与测量方案

### 2.1 实验设备

本文所有的实验结果均在北航低速大尺寸实验台上获得。实验台进行过一次改进,原始的结构是进口导叶(IGV)+转子(R)+静子(S)的三排叶片形式,轮毂比为0.6,结构如图1所示;改进后的实验台轮毂比增大到0.75,并且增加了进口级静子和出口导叶(OGV),以便更加真实地模拟高压压气机后面级的流动环境,结构如图2所示。改进前后的实验台参数见表1,关于实验台详细的介绍可以参考Du等<sup>[18]</sup>和刘宝杰等<sup>[19]</sup>的文章。

在北航低速大尺寸实验台上一共进行了五套不同叶片的压气机实验研究,分别为:StageA, StageB, StageC, StageC-3D和5BR-3D,其设计参数见表2,其中,负荷系数是采用叶尖切线速度来定义,叶尖间隙采用叶高进行无量纲。这五套叶片具有不同的设计

参数与负荷水平,所采用的叶型有传统的 C4 叶型,也有先进的可控扩散叶型(CDA),其中,后两套静子叶片端区均采用了正弯的三维造型。前四套叶片是在改进前的试验台上进行的测量,最后一套是在改进后的实验台上进行的测量。在实验过程中,进行了不同转子叶尖间隙状态的测量,而静子无径向间隙。转子叶尖间隙的大小在压气机代号中标出,比如,

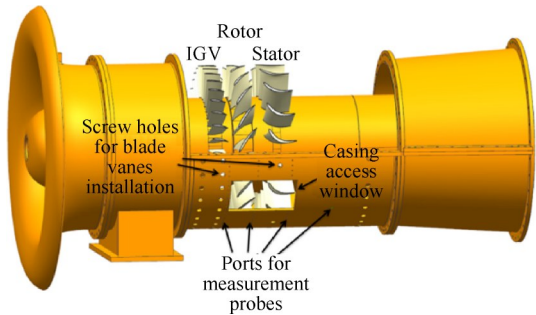


Fig. 1 Schematic of single-stage low-speed compressor rig in Beihang University-old configuration

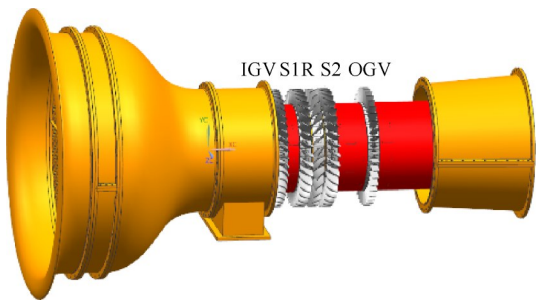


Fig. 2 Schematic of single-stage low-speed compressor rig in Beihang University-new configuration

StageC-R1.75 表示转子叶尖间隙为 1.75% 叶高的 StageC 叶片。

2.2 测量方案

实验测量过程中,采用机匣壁面静压和五孔探针的测量方式分别获取了压气机的特性以及内部流场信息,具体的测点布置如图 3 所示。在进口流量管位置(Plane 0)和出口位置(Plane 5)分别沿周向均布四个和六个壁面静压测点,以获取压气机的流量系数和静压升系数。为了获取压气机的内部流场信息,采用头部直径为 2mm 的圆锥形五孔探针,分别测量了转子进口(Plane 2)、转子出口(Plane 3)和静子出口(Plane 4)的流场信息,详细测点布置可参考文献[20]。实验过程中,除了大气压采用大气压力计测量外,所有压力测量均采用量程为 6.6kPa 的 Rosemount 3051S1 差压传感器,测量精度为满量程的 0.025%。另外,在实验开始前,对传感器进行了标定。经过精度分析,五孔针的相对总压测量误差 $<1\%$ ,速度测量误差 $<2\%$ ,气流角测量误差 $>1^\circ$ 。此外,为了获取静子通道内的端区流动状况,对静子叶片吸力面和端壁进行了油流显示实验,详细的测量方法见文献[17]。

3 角区失速预测模型的改进

3.1 原始 D 参数模型

前面已经指出,影响角区分离的两个关键因素为流向的扩压过程和端壁横向二次流强度。Lei 等<sup>[3]</sup>

Table 1 Parameters of single-stage low-speed compressor rig in Beihang University

| Parameters                    | Old configuration     | New configuration                       |
|-------------------------------|-----------------------|-----------------------------------------|
| Tip diameter/m                | 1.0                   | 1.0                                     |
| Hub diameter/m                | 0.6                   | 0.75                                    |
| Design rotation speed/(r/min) | 1200                  | 1200                                    |
| Blade number                  | 36(IGV), 17(R), 20(S) | 43(IGV), 36(S1), 28(R), 36(S2), 43(OGV) |

Table 2 Design parameters of the measured compressors

| Parameters                 | StageA | StageB    | StageC         | StageC-3D         | 5BR-3D            |
|----------------------------|--------|-----------|----------------|-------------------|-------------------|
| Load coefficient           | 0.28   | 0.31      | 0.35           | 0.35              | 0.30              |
| Ratio of hub to tip        | 0.60   | 0.60      | 0.60           | 0.60              | 0.75              |
| Aspect ratio (hub)         | 1.11   | 1.12      | 1.08           | 1.08              | 1.00              |
| Solidity (hub)             | 1.86   | 1.83      | 1.92           | 1.92              | 1.89              |
| Rotor tip clearance/%      | 1.5    | 1.75, 1.0 | 1.75, 1.0, 0.5 | 1.75, 1.0, 0.5    | 2.0               |
| Stator stagger (hub)/(°)   | 16     | 14        | 20             | 20                | 32                |
| Stator camber (hub)/(°)    | 56     | 51        | 40             | 40                | 44                |
| Blade profile              | C4     | C4        | CDA            | CDA               | CDA               |
| Three-dimensional stacking | -      | -         | -              | Positive dihedral | Positive dihedral |

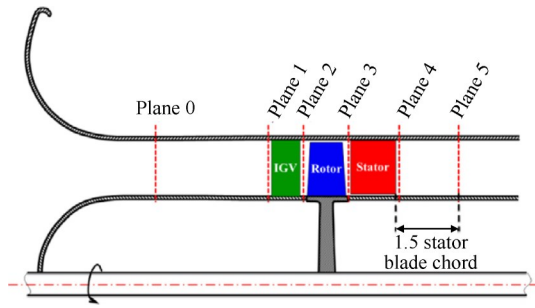


Fig. 3 Schematic of measuring points arrangement

采用建立数值数据库然后进行参数关联的方法,研究指出,前面两个流动过程主要与流向静压升系数 $C_{p_i}$ 、二次流的无量纲横向速度和叶片稠度 $\sigma$ 这三个参数相关。其中,静压升系数可通过伯努利方程简单推导得到,即

$$C_{p_i} = \frac{p_2 - p_1}{0.5\rho V_1^2} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2 \quad (1)$$

根据经典的二次流理论,横向二次流速度与气流折转角 $\Delta\epsilon$ 成正比。最后提出了 $D$ 参数为

$$D_{Lei} = \frac{C_{p_i} \Delta\epsilon}{\sigma} \quad (2)$$

Yu等<sup>[16]</sup>指出,决定横向二次流强度的应为周向压力梯度,并且额外考虑了展弦比 $A_r$ 的影响,给出了新的 $D$ 参数为

$$D_{Yu} = C_{p_i} \cdot C_{p_{cir}} \cdot A_r^{0.18} \quad (3)$$

式中 $C_{p_{cir}}$ 为叶片两侧的平均压差系数,通过叶片通道内气流折转所需的离心力与压力的平衡求得

$$C_{p_{cir}} = \frac{\bar{p}_{pre} - \bar{p}_{suc}}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} = \frac{(V_1 + V_2)^2 \sin(\theta/2)}{V_1^2 \sigma} \quad (4)$$

式中 $\bar{p}_{pre}$ 和 $\bar{p}_{suc}$ 分别表示叶片压力面和吸力面的平均压力。

### 3.2 $D$ 参数模型的改进

在横向二次流强度的模化中,Lei等<sup>[3]</sup>仅采用气流折转角进行表示的方法过于简单<sup>[16]</sup>,并且不能考虑密流比( $A_{vdr}$ )的影响;Yu等<sup>[16]</sup>直接采用周向压力梯度进行模化,并没有建立其与二次流强度的直接关系。本文在两人基础上,一方面,引入密流比的影响,并对叶片两侧的周向压差进行重新模化,另一方面,推导了周向压差与横向二次流强度的对应关系。

如图4所示,对叶片通道沿展向取一个流片作为研究对象。图中 $p$ 为静压; $V, V_t, V_z$ 分别为绝对速度、周向速度和轴向速度; $\alpha$ 为气流角; $\gamma$ 为叶片安装角; $C$ 和 $t$ 分别为叶片弦长和栅距;下标1和2分别表示叶

片进口参数和出口参数。在下面的分析中,假设流体为不可压条件,且忽略粘性。在不可压条件下,密流比可简化为进出口轴向速度比 $A_{vr} = V_{z2}/V_{z1}$ 。

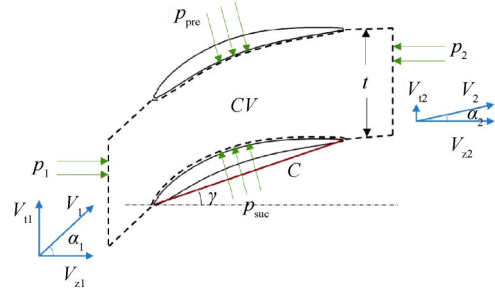


Fig. 4 Schematic of passage flow at constant span

#### 3.2.1 叶片两侧压差的模化计算

对图4中虚线框所包围的控制体使用周向动量方程。假设径向流入和流出控制体的周向速度相等,但流量不等;考虑到角区分离导致的堵塞集中于通道后半段,且叶片根部一般采用前加载叶型,假设径向迁移流体具有与叶片出口近似相同的周向速度。

$$F_t = (m_1 V_{t1} - m_2 V_{t2}) - (m_1 - m_2) V_{t2} \quad (5)$$

式中 $F_t$ 为叶片两侧受到的压力的周向分量。

$$F_t = (\bar{p}_{pre} - \bar{p}_{suc}) C \cos \gamma$$

由此可以得到叶片两侧的平均压差和压差系数

$$(\bar{p}_{pre} - \bar{p}_{suc}) = \frac{\rho}{\sigma \cos \gamma} V_{z1} (V_{t1} - V_{t2}) \quad (6)$$

$$C_{p_{cir}} = \frac{\bar{p}_{pre} - \bar{p}_{suc}}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} = \frac{2}{\sigma \cos \gamma} \frac{V_{z1} (V_{t1} - V_{t2})}{V_1^2} \quad (7)$$

为了对上述周向叶片力建模的准确性进行验证,利用CFX对转子间隙为1%叶高的StageC叶片进行了定常数值模拟。这里以设计点(DE)和最高压升点(PP)为研究对象。一方面,提取静子50%叶高以下的叶片表面压力分布,并沿弦向进行平均得到实际的叶片两侧压差系数 $C_{p_{cir\_CFX}}$ 。另一方面,分别利用前面推导的式(7)与Yu等<sup>[16]</sup>给出的式(4)计算压差系数 $C_{p_{cir\_M}}$ 和 $C_{p_{cir\_Yu}}$ 。结果如图5所示,可见,本文基于周向动量方程建立的叶片力模型能够很好地模化叶片力的展向分布,且幅值的偏差小于10%。

#### 3.2.2 周向压差系数与端壁二次流强度的关联

端壁横向二次流强度可采用二次流的无量纲速度进行衡量<sup>[3]</sup>。从图5可见,在靠近轮毂的端壁边界层内,叶片力沿展向变化不大。假设端壁边界层内的叶片两侧压差保持不变,用边界层与主流边界处

的数值 $(\bar{p}_{\text{pre}} - \bar{p}_{\text{suc}})_{\text{fs}}$ 近似代替。将其带入式(6),得到边界层内的周向动量方程,然后可以得到采用平均速度无量纲的周向速度的变化量为

$$\frac{\Delta V_t}{V_m} = C_{p_{\text{cir,fs}}} \cdot \left[ \sigma \cos \gamma \frac{V_1^2}{(V_1 + V_2)V_{z1}} \right] \cdot \left( \frac{V_{1,fs}}{V_1} \right)^2 \quad (8)$$

在端壁边界层内,式(8)第三项 $(V_{1,fs}/V_1)^2$ 从边界层边界处等于1变化到贴近壁面处的 $+\infty$ ,导致边界层内流体的过转。但是,对于不同的压气机或者同一压气机处于不同工作状态时,叶片进口端壁边界层内的形状因子一般变化不大,即归一化速度 $V_{1,fs}/V_1$ 的分布接近,可以忽略其影响,主要决定二次流强度的参数应为上式右边第一、二项的乘积。

### 3.2.3 改进后的参数 $D_m$

采用上述推导的二次流强度项 $C_{p_{\text{cir,fs}}} \cdot \sigma \cos \gamma V_1^2 / [(V_1 + V_2)V_{z1}]$ 替换Lei等<sup>[3]</sup>给出的表达式(2)中的气流折转角 $\Delta \epsilon$ ,并采用Yu等<sup>[16]</sup>给出的展弦比影响修正系数,可以得到边界层区域内的 $D$ 参数。另外,边界层以外的区域,为了保证 $D_m$ 沿展向分布的连续性,采用 $C_{p_{\text{cir}}}$ 替换 $C_{p_{\text{cir,fs}}}$ ,由此得到的改进后参数 $D_m$ 为

$$D_m = \begin{cases} C_{p_{\text{cir,fs}}} \cdot C_{p_i} \cdot \frac{V_1^2}{(V_1 + V_2)V_{z1}} \cdot \cos \gamma \cdot A_r^{0.18} & (\text{span} < \text{shub}) \\ C_{p_i} \cdot \frac{V_{t1} - V_{t2}}{V_1 + V_2} \cdot \frac{2}{\sigma} \cdot A_r^{0.18} & (\text{span} \geq \text{shub}) \end{cases} \quad (9)$$

式中 $\text{span}$ 为无量纲展向高度, $\text{shub}$ 为叶片进口根部边界层边界处的展向位置。在本文所研究的所有压气机中,静子进口根部的边界层厚度均不大于且接近10%叶高,因此,本文统一取 $\text{shub} = 0.1$ 。

上面 $D$ 参数的表达式可通过叶片进出口气流角、

轴向速度比和叶片几何参数表示出来。为了便于在设计阶段使用,可以做几点简化。一方面,受端壁二次流和角区分离的影响,端壁附近的落后角难以准确模化,因此,忽略落后角,采用叶片出口几何角 $\beta_2$ 近似代替出口气流角 $\alpha_2$ 。另一方面,在设计阶段,仅通过通流程序,难以给准非设计工况的叶片进出口轴向速度比 $A_{vr}$ 的分布,因此,此处均采用设计状态下的 $A_{vr}$ 近似代替。实际上,在角区失速发生前,不同流量状态下的 $A_{vr}$ 的展向分布不会相差太大。由此,可以给出改进后的 $D$ 参数表达式为

$$C_{p_i} = 1 - \left( A_{vr} \frac{\cos \alpha_1}{\cos \beta_2} \right)^2 \quad (10)$$

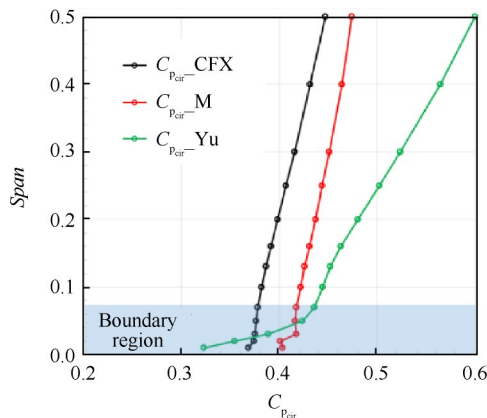
$$C_{p_{\text{cir}}} = \frac{2(\tan \alpha_1 - A_{vr} \tan \beta_2) \cos^2 \alpha_1}{\sigma \cos \gamma} \quad (11)$$

$$D_m = \begin{cases} C_{p_{\text{cir,fs}}} \cdot C_{p_i} \cdot \frac{A_r^{0.18} \cos \gamma}{\cos \alpha_1 (1 + A_{vr} \cos \alpha_1 / \cos \beta_2)} & (\text{span} < \text{shub}) \\ 2C_{p_i} \cdot \frac{\tan \alpha_1 - A_{vr} \tan \beta_2}{1 / \cos \alpha_1 + A_{vr} / \cos \beta_2} \cdot \frac{A_r^{0.18}}{\sigma} & (\text{span} \geq \text{shub}) \end{cases} \quad (12)$$

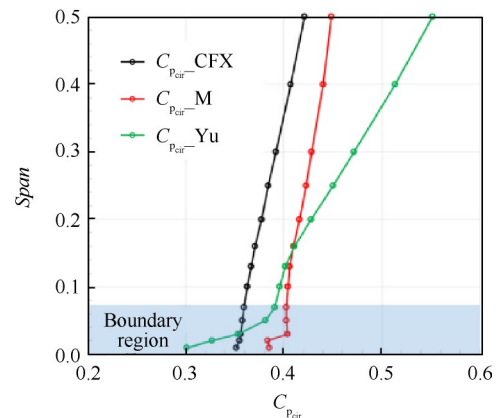
式中 $C_{p_{\text{cir,fs}}}$ 为叶片根部边界层与主流的边界处的数值,即: $C_{p_{\text{cir,fs}}} = (C_{p_{\text{cir}}})_{\text{span} = \text{shub}}$ 。上式中,所有的 $A_{vr}$ 均为设计点的数值。

为了便于后续与实验结果的对比分析,利用上述方法可以将扩散因子 $D_f$ 以及Lei等<sup>[3]</sup>与Yu等<sup>[16]</sup>提出的 $D$ 参数改写成类似的形式,从而使之可以考虑 $A_{vr}$ 的影响。

$$D_f = 1 - A_{vr} \frac{\cos \alpha_1}{\cos \beta_2} + \frac{\cos \alpha_1}{2\sigma} (\tan \alpha_1 - A_{vr} \tan \beta_2) \quad (13)$$



(a) Blade force at design point



(b) Blade force at max pressure rise point

Fig. 5 Verification of blade force model

$$D_{\text{Lei}} = \frac{(\alpha_1 - \beta_2 - \Delta\beta)}{\sigma} \left[ 1 - \left( A_{\text{vr}} \frac{\cos \alpha_1}{\cos \beta_2} \right)^2 \right] \quad (14)$$

$$D_{\text{Yu}} = \frac{1}{\sigma} \left( 1 + A_{\text{vr}} \frac{\cos \alpha_1}{\cos \beta_2} \right)^2 \sin \frac{\theta}{2} \left[ 1 - \left( A_{\text{vr}} \frac{\cos \alpha_1}{\cos \beta_2} \right)^2 \right] A_r^{0.18} \quad (15)$$

### 3.3 失速指示因子

为了直观地分辨通道内是否发生角区失速, Lei等<sup>[3]</sup>采用了表征主流区和端壁区叶片力之差的无量纲参数  $S$ , 而 Yu等<sup>[16]</sup>则指出采用端区的尾迹最大宽度作为指示因子更具有普适性。事实上, 这两个参数均不具有很好的物理意义, 且前者难以提取, 后者不确定性较大。而 Yu等<sup>[16]</sup>的研究还指出, 在展弦比  $A_r$  不是太小的情况下, 利用堵塞系数可以表征叶片处于角区分离还是角区失速状态, 且具有很好的物理意义。考虑到实际压气机中, 叶片的展弦比最小一般在 1 左右, 因此, 此处本文选用端壁区堵塞系数作为角区失速的指示因子。

堵塞系数表征流体速度亏损导致的有效流通面积减少, Yu等<sup>[21]</sup>在一定程度上考虑了压气机中流场的非均匀性后, 给出了基于流量的堵塞定义

$$B_m = m_b/m_t = \rho \int_{A_b} (V_{z,\text{ext}} - V_z) dA/m_t \quad (16)$$

而实际压气机中, 由于流动的强三维性, 即使是主流区的轴向速度在展向也存在明显分布, 并不能得到一致的边界轴向速度  $V_{z,\text{ext}}$ 。为此, 本文借鉴 Gbadebo等<sup>[2]</sup>的方法, 在每个展向位置, 采用类似于边界层位移厚度的方法计算堵塞系数  $B(r)$ , 以表征叶片尾迹和角区分离造成的有效流通面积减少程度。

$$B(r) = \left\{ \int_0^\delta \left[ 1 - \frac{V_z(r,s)}{V_{z,\text{fs}}(r)} \right] ds \right\} / t(r) \quad (17)$$

式中  $V_{z,\text{fs}}$  表征主流区轴向速度,  $\delta$  为堵塞区宽度,  $s$  表示栅距方向,  $t$  为栅距宽度。

图 6 给出了实验测量得到的叶片出口处一个栅距内典型的轴向速度分布, 横坐标  $y$  为无量纲的周向位置。其中, 堵塞区域定义为轴向速度小于主流轴向速度的 0.9 倍的区域。图 7 给出了根据式 (17) 计算得到的堵塞系数  $B$  以及无量纲轴向速度  $V_z/U_m$  ( $U_m$  为转子叶中切线速度) 的展向分布, 图中阴影部分给出了叶片根部受端区流动影响的高堵塞区, 对应的影响高度为  $l_{\text{hub}}$ 。对叶片根部端区流动影响区域内的损失和堵塞进行展向积分, 得到根部的端区堵塞系数和损失系数。

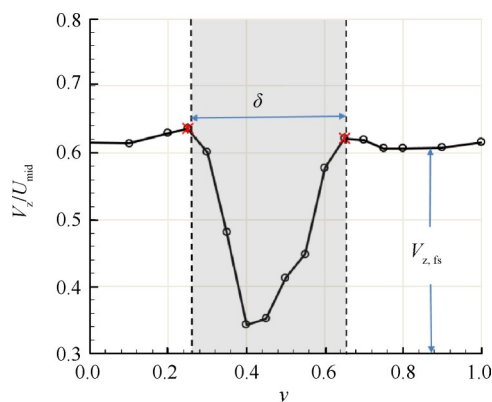


Fig. 6 Parameters definition associated with blockage coefficient

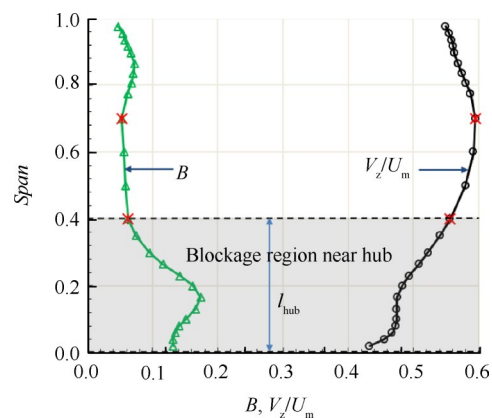


Fig. 7 Definition of endwall region with high flow blockage

## 4 实验结果与分析

Lei等<sup>[3]</sup>与 Yu等<sup>[16]</sup>的  $D$  参数准则均是基于大量的平面叶栅 CFD 数据库关联得到的, 缺乏在三维真实环境的深入验证。下面将利用前面提到的大量实验数据对几个  $D$  参数模型进行验证。

### 4.1 实验结果

通过油流显示实验可以判断出静子根部的角区分离状态, 五孔针测量可以得到进出口的三维速度和压力分布。StageC 在转子间隙为 1% 叶高时, 测量得到的设计点 (DE)、最高压升点 (PP) 以及近失速点 (NS) 的实验结果如图 8 所示, 上面部分为静叶吸力面的油流显示结果, 下面部分为静子出口的无量纲轴向速度  $V_z/U_m$  分布 ( $U_m$  为转子叶中切线速度)。可见, 随着压气机负荷的提升, 静子根部的角区分离逐渐增强。在近失速点时, 静子根部发生角区失速, 并且从吸力面油流结果可以看出, 此时靠近轮毂端壁边界层内的二次流在刚流到吸力面上时就已经有流向上游的速度分量, Taylor等<sup>[4]</sup>指出这是开式分离发生时的典型流动特征。随着角区分离的增强, 静子根

部的堵塞逐渐增大,当角区失速发生时,60%叶高以下的通道内流动出现严重堵塞。

根据油流显示的结果,整理得到所有的静子根部角区分离状态,如表3所示。其中,NC表示大流量状态,MID为流量系数介于DE和PP之间的中间流量状态。

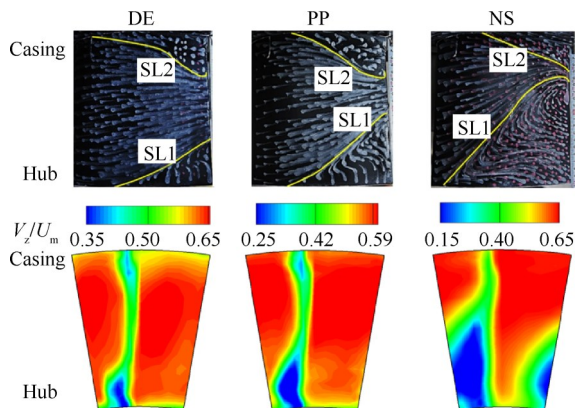


Fig. 8 Oil-film experimental result at stator suction surface and contour of axial velocity at stator rear of StageC-R1.0

4.2 D参数模型的实验验证

根据五孔针测量结果,通过周向平均,可以得到叶片进出口参数的展向分布。其中,轴向速度采用面积平均,其余参数均采用流量平均。以 StageC这套叶片在转子间隙为0.5%叶高时的测量结果为例,图9给出了不同流量状态下的典型参数的展向分布。可见,在近失速状态,静子根部发生角区失速,静子根部的堵塞显著增大,而其它流量状态均为角区分离。

Table 3 Degree of stator hub corner separation

|                 | NC  | DE  | MID | PP    | NS    |
|-----------------|-----|-----|-----|-------|-------|
| StageA-R1.5     | -   | Sep | Sep | Stall | Stall |
| StageB-R1.75    | Sep | Sep | -   | -     | Stall |
| StageB-R1.0     | Sep | Sep | -   | -     | Stall |
| StageC-R1.75    | Sep | Sep | -   | Sep   | Stall |
| StageC-R1.0     | Sep | Sep | -   | Sep   | Stall |
| StageC-R0.5     | Sep | Sep | -   | Sep   | Stall |
| StageC-3D-R1.75 | Sep | Sep | -   | Sep   | Sep   |
| StageC-3D-R1.0  | Sep | Sep | -   | Sep   | Stall |
| StageC-3D-R0.5  | Sep | Sep | -   | Sep   | Stall |
| 5BR-3D-R2.0     | Sep | Sep | Sep | -     | Stall |

Notes: Tips: ‘-’ represent not measured, ‘Sep’ represent hub corner separation, ‘Stall’ represent hub corner stall.

受转子叶尖泄漏以及静子端区流动的影响,即使在设计状态,静子的 $A_{vr}$ 都明显偏离1。此外,图中还给出了采用式(13)~(15)和式(12)计算得到的 $D_f$ ,  $D_{Lei}$ ,  $D_{Yu}$ 和 $D_m$ ,公式中的 $A_{vr}$ 均采用设计点的结果进行计算。可见,采用 $D_f = 0.6$ 作为失速准则则会过早地预测叶根角区失速的发生。而Yu等<sup>[16]</sup>给出参数 $D_{Yu}$ 在主流区具有比较合理的数值,但是,根部区域的数值偏低,并没能预测到近失速点的角区失速。Lei等<sup>[3]</sup>给出的基于 $D_{critical} = 0.4 \pm 0.05$ 的准则准确地预测出近失速点静子根部的角区失速。本文改进的参数 $D_m$ 沿展向具有合理的分布,且随着负荷的提升逐渐增大。在角区分离和角区失速状态点之间, $D_m$ 也存在一个接近0.4的临界值。因此,下面重点对Lei等<sup>[3]</sup>的D参数模型和本文发展的模型进行进一步深入验证。

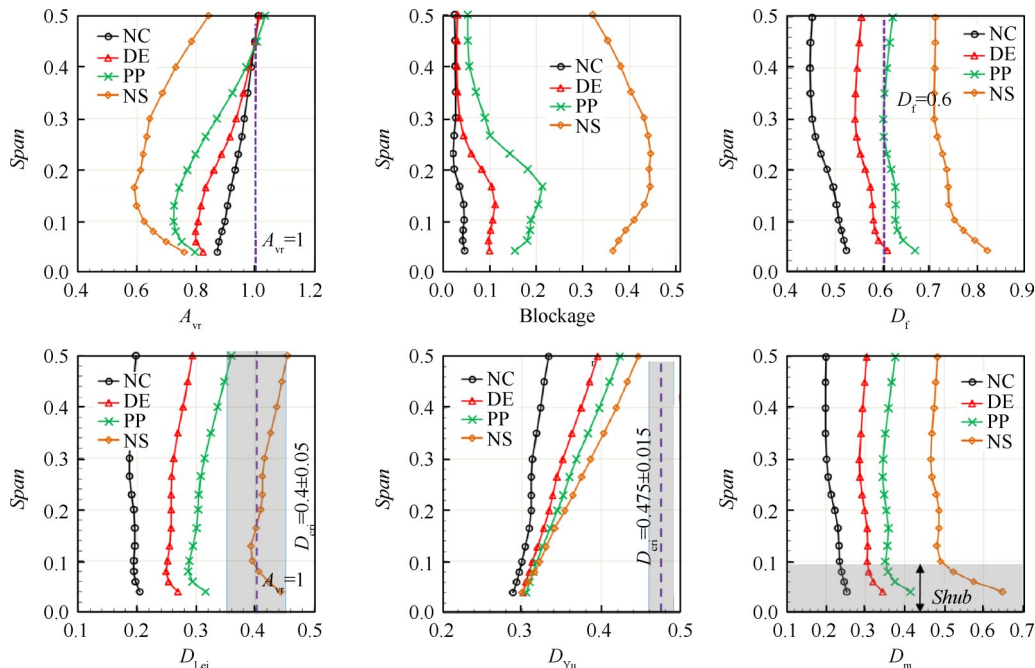


Fig. 9 Spanwise distributed stator flow parameters of StageC-R0.5

从角区分离的影响机制可知,真正决定角区分离状态的是端壁边界层区域内的流动。本文所有静子叶片进口的边界层厚度均不超过10%叶高,因此,提取了静子根部叶高小于10%区域内的流量平均参数对 $D_{Lei}$ 和 $D_m$ 进行进一步校验。计算结果如图10所示,横坐标为 $D$ 参数,纵坐标为静子根部端区的堵塞系数,实心数据标识点表示叶片发生了角区失速,其余标识点为角区分离状态。可见,采用静子根部的堵塞系数能够很好地表征静子根部的角区分离状态,并且Lei等<sup>[3]</sup>提出的基于 $D_{critical} = 0.4 \pm 0.05$ 的准则并没有预测出StageC-3D-R1.75和StageC-3D-R1.0在近失速点时静子根部发生的角区失速。对于改进后的 $D_m$ 参数模型,准确地区分了静子根部的角区分离和角区失速,临界值为 $D_{critical} = 0.405 \pm 0.02$ 。

#### 4.3 $D_m$ 参数模型对流动细节变化的捕捉

为了进一步对改进后的准则进行校验,下面采用改进后的准则,来分析静子三维造型和转子叶尖间隙变化对静子根部角区分离的影响。研究对象为StageC和StageC-3D这两套叶片,后者是在前者基础

上对静子两端采用正弯得到。

图11给出了StageC-R1.75, StageC-3D-R1.75, StageC-3D-R1.0和StageC-3D-R0.5这四组实验得到的静子叶根区不同流量系数 $C_m$ 时的参数 $D_m$ ,图12给出了吸力面的油流结果。转子间隙为1.75%叶高时,StageC静子根部在近失速点时( $C_m = 0.5$ )发生了角区失速,对应 $D_m = 0.395$ ,高于临界值的下限。当静子采用端部正弯的三维造型后,即叶片StageC-3D-R1.75,静子叶根区的 $D_m$ 降到了0.342,低于临界值,根部的角区失速得以控制。另一方面,随着转子叶尖间隙的减小,尖部泄漏的减弱改变了静子进口流量的展向分配,增大了静子根部的进口攻角,从而影响了静子角区分离状态<sup>[17]</sup>。通过插值计算 $C_m = 0.5$ 时,StageC-3D-R1.0和StageC-3D-R0.5的静子叶根区的参数 $D_m$ 分别为0.372和0.44。可见,随着转子间隙减小,叶根区的 $D_m$ 逐渐增大,静子根部的角区分离随之增强。转子间隙减小为叶高的1%时,计算的 $D_m$ 小于临界值,静子根部处于角区分离状态;当间隙减小到0.5%叶高时, $D_m$ 高于临界值,静子根部发生角区失速。

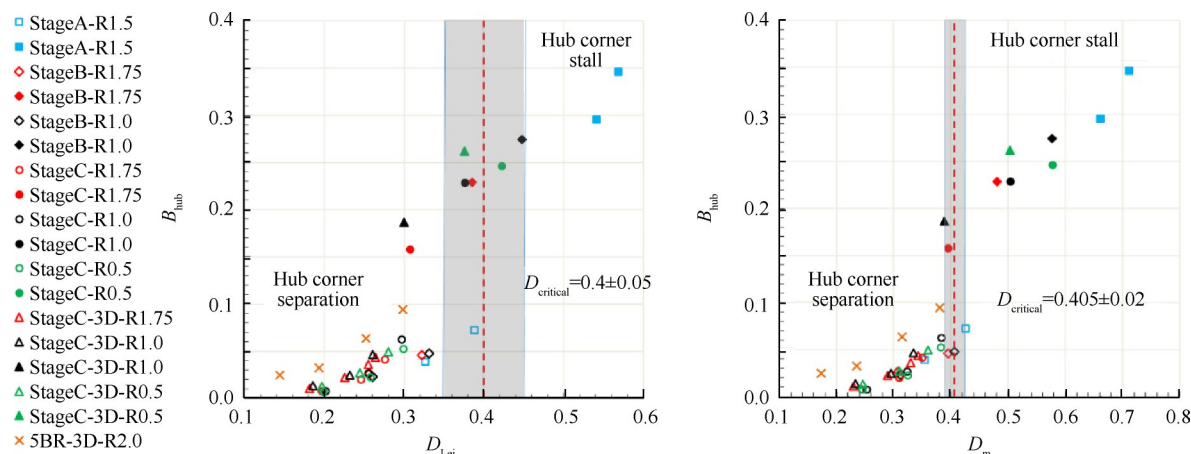


Fig. 10 Distribution of  $D$  parameter defined by Lei<sup>[3]</sup> and the improved parameter  $D_m$  vs. flow blockage coefficient

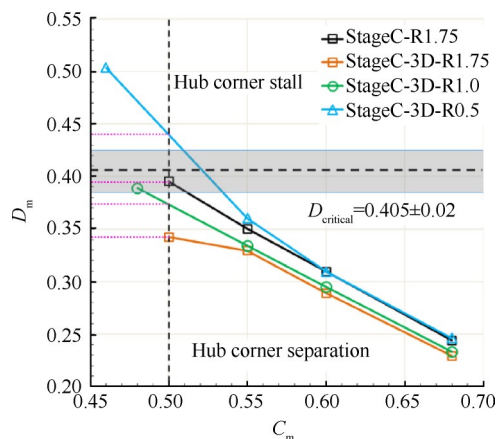


Fig. 11 Variation of  $D_m$  at stator hub region with the change of rotor tip clearance size and positive dihedral

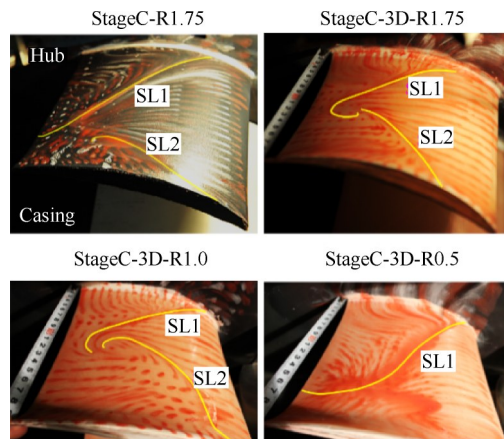


Fig. 12 Oil-film experimental results at stator suction surface as  $C_m = 0.5$

#### 4.4 $D_m$ 参数与静子叶根区的堵塞和损失的关联

前面的分析已经指出,在静子叶根区,改进后的参数  $D_m$  的大小能够反映静子根部的角区分离状态。而静子根部不存在间隙的条件下,端区的损失与堵塞主要取决于角区分离的程度。图 13 给出了基于实验结果得到的叶根区  $D_m$  与堵塞系数和总压损失系数的关系。对于 5BR-3D 实验件,由于静子根部安装形

式的变化和 3D 打印叶表粗糙度较高,测量得到的损失和堵塞明显偏高,因此没有给出相关结果。可以看出,随着  $D_m$  的增大,叶根区的堵塞系数和总压损失系数呈现近似线性增大的趋势。当  $D_m$  达到临界值时,角区失速的发生导致堵塞和损失的突跃。角区失速发生后,堵塞系数随  $D_m$  变化的斜率与角区失速发生前相差不大,而损失系数随  $D_m$  的增大而迅速增大。

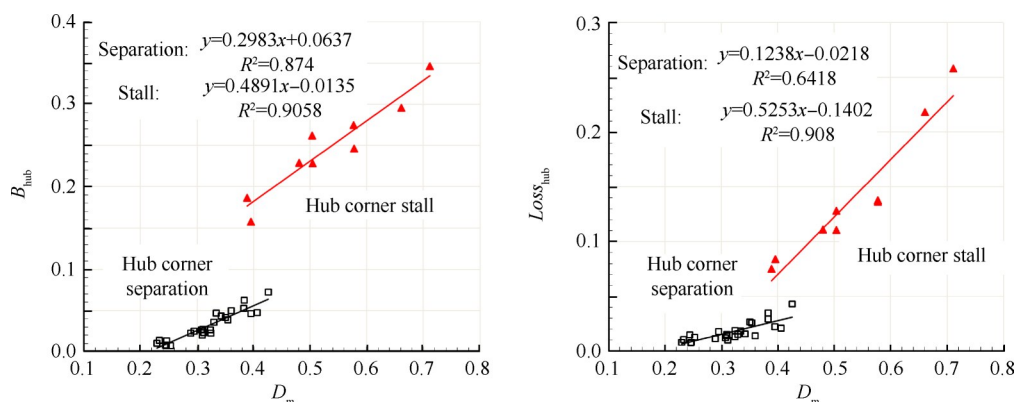


Fig. 13 Parameter  $D_m$  vs. flow blockage coefficient and loss coefficient at stator hub

## 5 结 论

本文对现有的角区失速预测模型进行改进,并通过引入密流比来考虑真实压气机中的端区流动具有强三维性的影响。改进的模型参数  $D_m$  可简化为只包含叶片几何参数、攻角和设计点的叶片进出口密流比的表达式。利用在北航单级低速大尺寸实验台上获得的大量实验数据,对模型进行校验,得到以下主要结论:

(1) 基于扩散因子和  $D$  参数(Lei等<sup>[3]</sup>, Yu等<sup>[16]</sup>)的角区失速预测模型,并没能准确地判断出静子根部的角区分离/角区失速状态,主要是这几个模型没有考虑到压气机内流动的三维效应的影响。

(2) 改进后的  $D_m$  参数模型能够准确地预测静子根部的角区分离状态,临界值为  $0.405 \pm 0.02$ ,  $D_m$  小于该值,静子根部发生的是角区分离,反之,则为角区失速。

(3) 当静子根部采用正弯,或者改变转子叶尖间隙后,  $D_m$  参数能够准确地判断出静子根部角区分离状态的变化。

(4)  $D_m$  参数与叶根区的损失系数和堵塞系数具有很强的关联性。随着  $D_m$  的增大,堵塞和损失系数近似线性增大;角区失速发生前,堵塞和损失变化较为缓慢;在角区失速发生时,堵塞和损失系数突然增大;在角区失速发生后,堵塞和损失系数随着  $D_m$  的增

大而迅速增大,损失的增大尤为剧烈。

致 谢:感谢国家自然科学基金的资助。

## 参考文献

- [1] Cumpsty N A. Compressor Aerodynamics[M]. Harlow: Longman Scientific & Technical, 1989.
- [2] Gbadebo S A, Cumpsty N A, Hynes T P. Three-Dimensional Separations in Axial Compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2005, 127(2): 331-339.
- [3] Lei V M, Spakovszky Z S, Greitzer E M. A Criterion for Axial Compressor Hub-Corner Stall[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2008, 130(3).
- [4] Taylor J V, Miller R J. Competing Three-Dimensional Mechanisms in Compressor Flows[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2016, 138(2).
- [5] Joslyn H D, Dring R P. Axial Compressor Stator Aerodynamics[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*, 1984, 106(2).
- [6] Schulz H D, Gallus H D. Experimental Investigation of the Three-Dimensional Flow in an Annular Compressor Cascade[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1988, 110(4): 467-478.
- [7] Dong Y, Gallimore S J, Hodson H P. Three-Dimensional Flows and Loss Reduction in Axial Compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1987, 109(3): 354-361.
- [8] Gbadebo S A, Cumpsty N A, Hynes T P. Interaction of Tip Clearance Flow and Three-Dimensional Separations in Axial Compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*,

- 2006, 128(4): 71-78.
- [ 9 ] Breugelmans F A H, Carels Y, Demuth M. Influence of Dihedral on the Secondary Flow in a Two-Dimensional Compressor Cascade[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*, 1984, 106(3): 578-584.
- [ 10 ] Weingold H D, Neubert R J, Behlke R F, et al. Reduction of Compressor Stator Endwall Losses Through the Use of Bowed Stators[R]. *ASME 95-GT-380*.
- [ 11 ] Peacock R E. Boundary Layer Suction to Eliminate Corner Separation[R]. *NACA-RM-3663*, 2017.
- [ 12 ] Gbadebo S A, Cumpsty N A, Hynes T P. Control of Three-Dimensional Separations in Axial Compressors by Tailored Boundary Layer Suction [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2008, 130(1): 125-128.
- [ 13 ] Nerger D, Saathoff H, Radespiel R, et al. Experimental Investigation of Endwall and Suction Side Blowing in a Highly Loaded Compressor Stator Cascade [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2010, 132(2): 255-267.
- [ 14 ] Lieblein S, Schwenk F C, Broderick R L. Diffusion Factor for Estimating Losses and Limiting Blade Loadings in Axial-Flow-Compressor Blade Elements [R]. *NACA-RM-E53D01*, 1953.
- [ 15 ] Dean R C. Secondary Flow in Axial Compressors [R]. *Massachusetts; Massachusetts Institute of Technology*, 1954.
- [ 16 ] Yu X, Liu B. A Prediction Model for Corner Separation/Stall in Axial Compressors[R]. *ASME GT-2010-22453*.
- [ 17 ] Liu B, An G, Yu X, et al. Experimental Investigation of the Effect of Rotor Tip Gaps on 3D Separating Flows inside the Stator of a Highly Loaded Compressor Stage[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, 75(2): 96-107.
- [ 18 ] Du Hui, Yu Xianjun, Zhang Zhibo, et al. Relationship Between the Flow Blockage of Tip Leakage Vortex and Its Evolutionary Procedures Inside the Rotor Passage of a Subsonic Axial Compressor[J]. *Journal of Thermal Science*, 2013, 22(6): 522-531.
- [ 19 ] 刘宝杰, 张 帅, 于贤君, 等. 单级低速模拟轴流压气机实验台改进设计[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(7): 1665-1675.
- [ 20 ] Liu B, An G, Yu X. Assessment of Curvature Correction and Reattachment Modification into the Shear Stress Transport Model Within the Subsonic Axial Compressor Simulations[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2015, 229(8): 910-927.
- [ 21 ] Yu X, Liu B, Jiang H. Characteristics of the Tip Leakage Vortex in a Low-Speed Axial Compressor[J]. *AIAA Journal*, 2007, 45(4): 870-878.

(编辑:梅 瑛)