

# 低负荷和高负荷压气机叶栅气动性能的实验和数值模拟

原泽<sup>1</sup>, 郑群<sup>1</sup>, 岳国强<sup>1</sup>, 董静涛<sup>1,2</sup>, 姜玉廷<sup>1</sup>

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001;

2. 中国人民解放军军事科学院 系统工程研究院, 北京 100074)

**摘 要:** 为了明确采用高负荷设计及一般设计(低负荷)方法的压气机气动性能和流动转捩的差异,进行了不同攻角下的叶栅吸力面流谱绘制和参数测量实验。并基于实验边界条件,采用 $\gamma-\theta$ 转捩模型开展数值研究。结果表明:与低负荷叶栅相比,随着攻角的增大,高负荷叶栅主流附面层由附着流变为分离流,尾迹的宽度和损失强度增加,并与角区分离融合为一个“带状”损失区。而低负荷叶栅的角区分离仍为紧贴壁面的开式分离,主流附面层仍然附着在壁面上。结果表明:高负荷设计增强了叶栅内逆压力梯度,这使得流动更容易分离,表现为表面形状因子呈现大范围的“峰谷”型分布,转捩模式也由局部旁路转捩变为全叶高范围的分离泡转捩。

**关键词:** 低负荷和高负荷叶型; 压气机叶栅实验; 气动性能; 转捩; 攻角

**中图分类号:** V231.3

**文献标志码:** A

## Experiment and numerical simulation on aerodynamic performance of low-loaded and highly-loaded compressor cascades

YUAN Ze<sup>1</sup>, ZHENG Qun<sup>1</sup>, YUE Guoqiang<sup>1</sup>,

DONG Jingtao<sup>1,2</sup>, JIANG Yuting<sup>1</sup>

(1. College of Power and Energy Engineering,

Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;

2. Institute of Systems Engineering, Academy of Military Sciences,  
the Chinese People's Liberation Army, Beijing 100074, China)

**Abstract:** To clarify the difference in aerodynamic performance and flow transition between compressors using highly-loaded design and general design (low-loaded), the cascade experiments including suction side flow pattern and parameter measurement were performed. Based on the experimental boundary conditions, numerical researches on the suction boundary layer with  $\gamma-\theta$  transition model were also conducted. Result showed that, compared with the low-loaded cascade, as the incidence angle increased, the flow boundary layer in highly-loaded cascade transformed from the attached flow to the separated flow, which enhanced wake width and loss and made wake integrate with corner separation loss region into a “strip-shape”

**收稿日期:** 2020-05-09

**基金项目:** 国家科技重大专项(2017-I-0011-0012, 2017-I-0009-0010)

**作者简介:** 原泽(1995—),男,博士生,主要从事叶轮机机械气动热力学研究。

**通信作者:** 姜玉廷(1987—),男,副教授,博士,主要从事叶轮机机械气动热力学研究,叶轮机传热传质研究。

E-mail: jiangyuting07314@126.com

**引用格式:** 原泽, 郑群, 岳国强, 等. 低负荷和高负荷压气机叶栅气动性能的实验和数值模拟[J]. 航空动力学报, 2021, 36(4): 724-733. YUAN Ze, ZHENG Qun, YUE Guoqiang, et al. Experiment and numerical simulation on aerodynamic performance of low-loaded and highly-loaded compressor cascades[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(4): 724-733.

loss region. Meanwhile, the flow boundary flow in low-loaded cascade was still an attached flow and the corner separation maintained open separation close to the endwall. The results indicated that highly-loaded design enhanced the inverse pressure gradient in the cascade, causing the flow more easily separated, the surface shape parameter presented a wide range of “peak” distribution, and the transition mode also changed from local bypass transition to all-span separation-induced transition.

**Key words:** low-loaded and highly-loaded profile; compressor cascade experiment; aerodynamic performance; transition; incidence angle

基于布雷顿热力循环的燃气轮机被广泛用于宇航推进、核能应用、深潜探测等方面。在燃气轮机压比不断提高的同时,其叶轮机级数也随之增加,这带来了严重的转子动力学问题;另一方面,多级压气机通道形成了更长的流动端壁,显著的增加了二次流损失。因此,国内外学者提出可以采用高负荷设计方法提高压气机单级压比,进而减少压缩系统的级数<sup>[1-2]</sup>。

压气机的高负荷设计增强了通道内的逆压力梯度,使得流场旋涡结构更加复杂。在这方面,诸多学者基于叶栅模型开展了针对高负荷压气机通道二次流结构的实验和数值研究<sup>[3-5]</sup>。从拓扑分析的角度,陈浮等<sup>[6]</sup>基于 NACA65 叶型开展了不同弯角叶型的叶栅实验,通过分析叶表墨迹结果得到叶片负荷对流场结构的影响。赵小虎等<sup>[7]</sup>开展了高负荷 CDA(controlled diffusion airfoil)叶型叶栅实验并基于 S-A(Spalart-Allmaras)模型进行了仿真研究,通过油流和数值结果得出攻角增加使得壁面流谱增加了 3 对奇点,这代表流场将更加复杂。张华良<sup>[8]</sup>对 CDA 叶型叶栅进行了非定常计算,最终给出了在 0°,±10°攻角下的压气机流场拓扑。通过对比高负荷矩形扩压叶栅的墨迹实验和数值结果,阚晓旭等观察到叶栅吸力面角区靠近尾缘附近存在大范围的分离特征<sup>[9]</sup>,并通过对某型压气机静叶进行三维定常计算,比较了正常工况和阻塞工况下压气机静叶旋涡结构的差异<sup>[10]</sup>。Beselt 等<sup>[11]</sup>进行了高负荷压气机环形叶栅实验,通过可调进口导叶(RR JC14 叶型)给待测叶型(CDA)提供不同攻角的流场,最终给出环形流场的基准旋涡结构。

此外,国内外学者对于高负荷压气机的攻角特性、雷诺数特性等以及相应的损失情况也进行了大量的研究。Zhang 等<sup>[12]</sup>在两种湍流强度和两种雷诺数工况下对高负荷压气机叶栅进行了研究,结果显示端壁区域的流动几乎不受到进口工

况的影响。唐雨萌等<sup>[13]</sup>对于高负荷压气机叶栅开展了攻角特性研究,实验结果表明攻角相对于设计工况的大范围偏离将会导致压气机损失急剧增加。以上研究主要在压气机的典型工况点开展,其马赫数基本在 0.4 以上。对于低马赫数、低雷诺数情况下高负荷压气机的流动特点的研究较少。Hou 等<sup>[14]</sup>研究了雷诺数对于压气机叶栅性能的影响。当雷诺数为  $9\times10^4$  时,压气机气动特性急剧恶化。这是由于压气机处于雷诺数非自模区,从而导致通道内边界层存在转捩过程使得栅内流场和处在自模区时的流场存在差异。实际上,明确边界层的发展和转捩情况对于深入了解流动的分离成因及其损失大有裨益<sup>[15-17]</sup>。王文涛等<sup>[18]</sup>通过耦合转捩模型模拟了压气机叶栅实验中的分离结构,并分析了叶型表面存在的转捩过程。

本文以双圆弧压气机平面叶栅为研究对象,开展了低雷诺数下低/高负荷压气机叶栅的表面油流显示、壁面静压测量以及栅后流场测量实验。并采用耦合  $\gamma-\theta$  二方程转捩模型的 CFD 方法模拟了实验工况下的低/高负荷压气机叶栅流场。借助 CFD 结果对叶栅中出现的分离和转捩情况进行分析。

1 实验方案

1.1 实验设备

矩形叶栅风洞为常温开口射流式风洞,由空气气源、管路、稳压箱、实验段以及采集控制系统(measure and control system, MCS)组成,如图 1 所示。风洞稳压箱中设置了蜂窝。实验段通过改变叶栅连接法兰的安装角度来调节进口攻角。环境气压及温度由远离叶栅出口和空压机的环境参数传感器获得,管路中的压力和温度参数以及气流的体积流量可由传感器以及流量计实时获得。在稳流段中布置总压探针得到进口总压,并确保

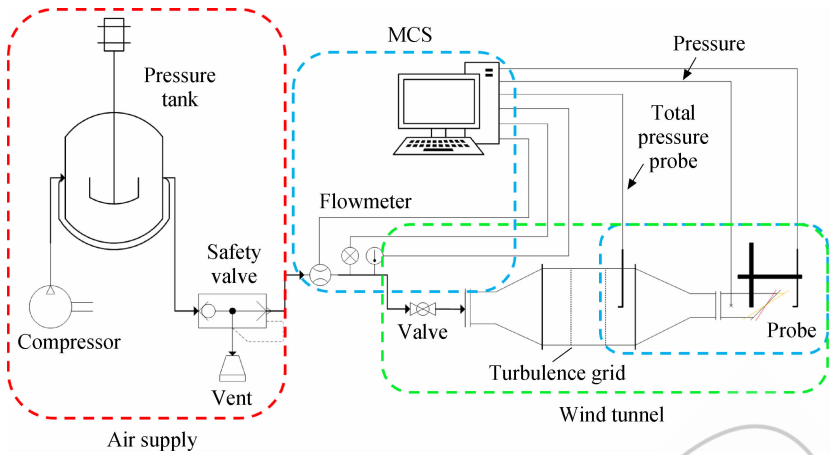


图 1 矩形叶栅实验台示意图

Fig. 1 Diagram of rectangular cascade wind tunnel

探针处于稳流段中轴线位置且与来流方向一致。在实验段上沿周向布置多个静压孔,取平均值作为进口静压。取叶栅出口后 0.6 倍弦长位置作为测量平面,利用五孔探针测得不同测点位置的总压、静压、速度、气流角值,实验前对探针进行了校准。实验数据汇总至计算机中记录处理。

1.2 实验叶栅参数

本文研究取双圆弧压气机叶型模化为矩形叶栅。对于叶型是否采用了高负荷设计,从实现的效果来看,应该满足相比于原型机采用更少级数压气机实现相同的压比;从参数上看,高负荷叶片两侧静压系数差远高于低负荷叶片。为了直观说明,本文根据叶型弯角来区分两种叶型。采用一般方法设计的低负荷叶型弯角  $\theta_1=21.6^\circ$ ,采用高负荷设计的为典型的大弯角高负荷叶型弯角  $\theta_2=74.6^\circ$ 。叶型几何参数如图 2 及表 1 所示。

为了保证切向周期性,以节距为间隔布置 7 个直叶片形成叶栅。在叶栅两侧叶片的前缘及尾缘设置封严挡板形成封闭流道,其中尾缘挡板与

两侧叶片弧线方向一致。挡板作用是尽量避免栅后气流与周围大气的掺混,使得栅后总压沿叶高及切向方向均匀,并保证周期性。

表 1 叶栅几何正体  
Table 1 Cascade parameter

| 参数                             | 数值    |
|--------------------------------|-------|
| 进口叶片角 $\beta_{1k}/(^{\circ})$  | 45.7  |
| 出口叶片角 $\beta_{2k1}/(^{\circ})$ | 24.1  |
| 出口叶片角 $\beta_{2k2}/(^{\circ})$ | -28.9 |
| 弦长 $c/\text{mm}$               | 45    |
| 稠度                             | 1.8   |
| 展弦比                            | 1.11  |

1.3 实验工况

进口气流条件由空气气源提供,根据测量数据计算得到进口马赫数  $Ma=0.12$ 。在直管道间安装流量计测量质量流量,计算得到基于弦长的叶栅进口雷诺数  $Re_c$ 。由于不同负荷压气机叶型的实际通流面积不同,因此进口雷诺数略有差异,实际测得压气机进口雷诺数  $Re_c=1.2\times10^5$ 。侧壁边界层对两侧叶栅流场存在较大影响,实验中以中间(第 4 个)叶片为中心,测量左右共 2 个节距宽度的流场。表面静压测量以及吸力面流动图谱展示也在中间叶片上进行。实验中上下端壁流动存在边界层并影响叶栅根部流场。根据测量结果,叶栅进口位置上下端壁附面层高度为 0.06 倍叶高左右。在数值计算模型中,通过在叶片前预留足够长计算域来保证端壁流动充分发展达到实验边界层厚度。实验边界条件如表 2 所示。

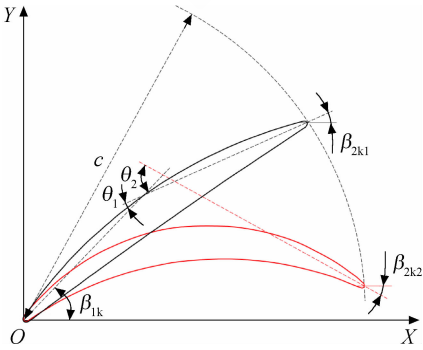


图 2 低负荷和高负荷叶型结构参数

Fig. 2 Low-loaded and highly-loaded profile geometry

| 表 2 实验边界条件                               |                     |                      |
|------------------------------------------|---------------------|----------------------|
| Table 2 Experimental boundary conditions |                     |                      |
| 参数                                       | 低负荷                 | 高负荷                  |
| 攻角/(°)                                   | -5~+5               | -5~+5                |
| 湍流度                                      | 1%                  | 1%                   |
| Ma(进口)                                   | 0.12                | 0.12                 |
| Re <sub>c</sub> (进口)                     | 1.2×10 <sup>5</sup> | 1.21×10 <sup>5</sup> |

2 计算模型与数值方法

2.1 数值计算方法

本文基于定常计算求解雷诺平均 Navier-Stokes 方程,采用 SST(Shear Stress Transfer)  $k-\omega$  湍流模型耦合二方程  $\gamma-\theta$  转捩模型。湍流模型和转捩模型的计算能力采用 T3A 平板实验进行验证,T3A 实验数据参考文献[19]。图 3 中纵坐标  $C_f$  为壁面摩擦系数,横坐标为流向位置雷诺数  $Re_z$ 。如果以壁面摩擦系数  $C_f$  的极小值和极大值作为转捩的开始和结束的近似判定,在给定转捩起始动量厚度雷诺数  $Re_\theta=200$  的情况下,一方程模型能够预测平板边界层的转捩情况。而二方程模型  $\gamma-\theta$  对于转捩的起始和结束预测更符合实验结果。

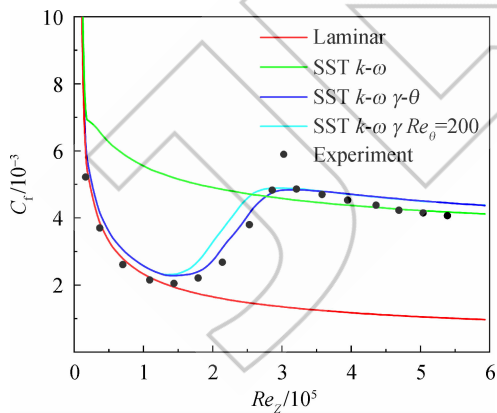


图 3 T3A 实验转捩模型验证  
Fig. 3 Transition model validation by T3A test

以实验中测量的栅后截面位置的平均总压损失系数  $C_{tp}$  为参数进行网格敏感性验证,其定义为

$$C_{tp} = \frac{p_1^* - p^*}{\frac{1}{2} \rho c_1^2} = \frac{p_1^* - p^*}{p_1^* - p_1} \tag{1}$$

其中  $p$  为压力,  $\rho$  为密度,  $c_1$  代表进口流速。下标 1 指进口截面参数,上标 \* 代表滞止参数。图 4 给出了零攻角低负荷叶栅平均总压损失系数随网

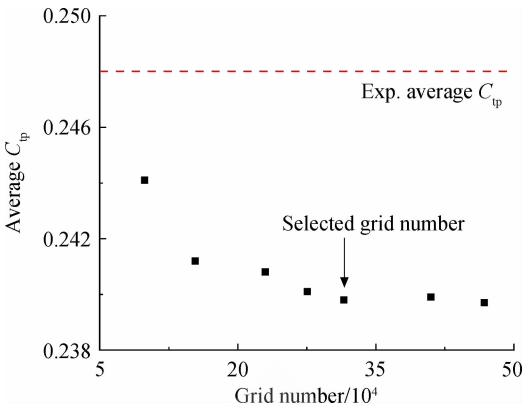


图 4 网格敏感性验证  
Fig. 4 Grid sensitivity verification

格节点数的变化散点图。当网格数高于 27 万时,损失系数变化趋于稳定。稳定值与实验测得的总压损失系数平均值相差并不大,最终选择的计算节点数为 33 万。

网格划分方式为 O-H 型,其中 O 型网格的数目为  $200 \times 49$ ,近壁面第 1 层网格距壁面距离在  $10^{-6}$  m 量级,网格纵向尺度增长率为 1.1。图 5 以低负荷叶型为例给出了网格结构以及表面  $y^+$  值分布。模拟结果  $y^+$  值处于 0.1~0.5 范围内,证明网格的划分方式基本符合 SST 湍流模型的要求。计算模型具备模拟矩形叶栅内部流场并为实验结果分析提供参考的能力。

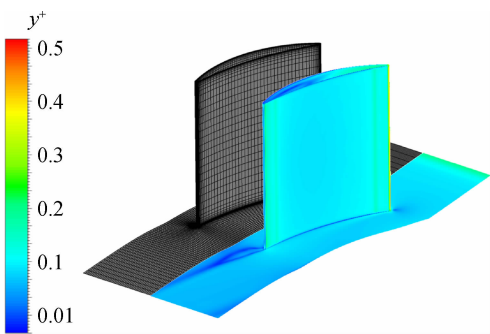


图 5 叶栅模型及表面  $y^+$  值分布  
Fig. 5 Numerical model and  $y^+$  distribution

以零攻角下低/高负荷叶栅表面压力系数分布来验证计算方法的准确性。为了避免两侧端壁边界层的干扰,选取叶栅 0.5 叶高截面的压力系数作为验证数据。叶栅模型进口边界条件赋值方法如表 2 所示。数值计算得到的叶栅表面压力系数分布及与实验值对比情况如图 6 所示,表面静压系数定义如下:

$$C_p = \frac{p_1^* - p}{\frac{1}{2} \rho c_1^2} = \frac{p_1^* - p}{p_1^* - p_1} \tag{2}$$

图 6 横坐标  $X/c$  表示基于弦长的无量纲位置。低/高负荷叶栅吸力面数据吻合良好,但在前缘处低负荷压力面模拟值(Sim.)与实验值(Exp.)略有差异。证明该数值方法及条件对于模拟叶栅吸力面表面流动是可行的。

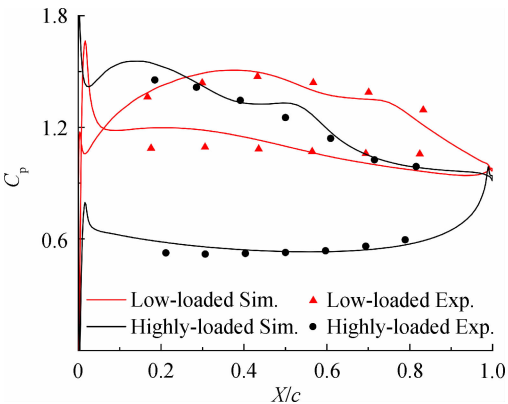


图 6 低/高负荷叶栅表面静压系数验证  
Fig. 6 Validation of static pressure coefficient in low/highly-loaded cascades

2.2 数据处理方法

本文基于 Fortran 语言编写了边界层计算程序,在网格划分过程中,尽量使得近壁面网格与壁面正交,保证插值精度。选取边界层边缘势流区速度的 0.99 倍的位置作为边界层名义厚度  $\delta_{0.99}$ 。基于名义厚度,计算边界层位移厚度及动量厚度,并考虑边界层中流体密度的变化,其中可压边界层位移厚度  $\delta^*$  为

$$\delta^* = \int_0^\delta \left(1 - \frac{\rho}{\rho_e} \cdot \frac{u}{u_e}\right) dy \quad (3)$$

边界层动量厚度  $\theta$  为

$$\theta = \delta^{**} = \int_0^\delta \frac{\rho}{\rho_e} \cdot \frac{u}{u_e} \left(1 - \frac{u}{u_e}\right) dy \quad (4)$$

其中下角标 e 代表边界层边缘势流区的密度和速度分布。由此,定义边界层形状因子  $H_{12}$  为

$$H_{12} = \frac{\delta^*}{\theta} \quad (5)$$

形状因子代表了近壁面速度剖面的形状,典型的分离型速度剖面和湍流速度剖面对应不同的形状因子特征值。文中以  $H_{12} = 4$  作为边界层在逆压力梯度下分离的临界点,以  $H_{12} = 2.5$  作为完全湍流临界值<sup>[20]</sup>。

3 结果分析与讨论

3.1 低/高负荷叶栅的气动性能

叶栅表面流谱是从二维角度分析流场涡系的

重要手段。压力面侧流动主要为附着流,流线均匀,吸力面侧附着流在强逆压梯度下可能转化为分离流,形成更多的流动特征。本文通过油流法进行流场可视化实验。油液采用铁红粉末、硅油根据一定比例调和而成,将油液打碎成直径大约为 0.5 mm 量级的小液滴均匀分布在被测表面,气流带动小液滴流动,由多个液滴的流动轨迹连接形成实线近似为极限流线,图像经过灰度处理增加对比度。由于实验中叶栅为水平摆放,气流向叶高中部汇聚,油滴形成较大的聚积。当聚积量达到一定程度,即重力大于表面张力时,油滴将向下流动,降低了实验图像的对称性,这在高负荷正攻角情况下更明显。

本节结合实验流谱和数值模拟流线说明两种负荷叶栅流场中的主要结构,并从表面载荷和吸力面形状因子的分布分析叶栅的气动性能。图 7 给出了  $0^\circ$  攻角下两种叶栅吸力面各截面的静压系数分布。本文采用的双圆弧压气机叶片在前缘(leading edge, LE)位置会产生明显压力波动。是由于结构导致的气流流速在前缘附近吸力面侧先膨胀加速,随后迅速降低,在表面静压系数分布上呈现骤升和骤降的变化趋势。如图 7 所示的前缘波动常称为“吸力峰”,高负荷叶型前缘吸力峰效应更明显。

静压系数在吸力面中段存在明显的“平台”型分布,这是附面层分离的表现形式。“平台”的起

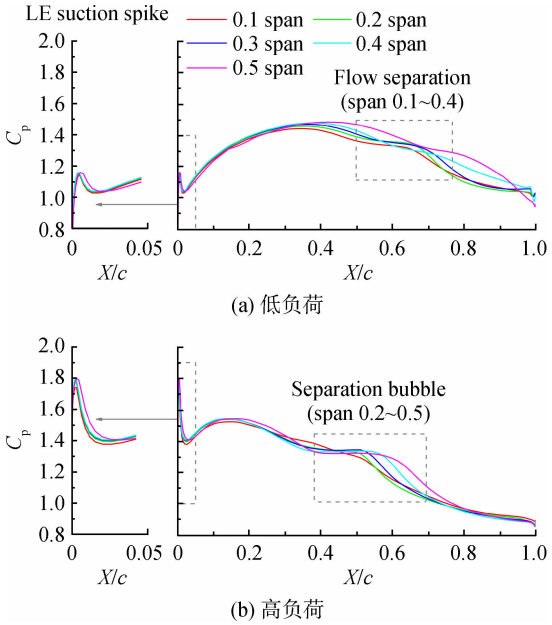


图 7 低/高负荷叶栅不同叶高处  $C_p$  分布  
Fig. 7  $C_p$  distribution of low/highly-loaded cascades along spanwise

始位置为分离的发生点,转折位置为气流的再附点。低负荷叶栅中,“平台”存在于 0.1~0.4 叶高范围内,并随着叶高的增加,出现位置逐渐向下游移动,说明低负荷吸力面在近壁面斜三角区位置发生大范围流动分离。高负荷叶栅中,“平台”位于流向中段,吸力面流动分离更早发生,同时只出现在 0.2 叶高以上位置,在低叶高处并不明显,流动在展向上可能形成了局部闭式分离。具体的流动结构由下文对形状因子的分析给出。

形状因子不仅描述了边界层的运动形态,另一方面也说明了所处位置逆压力梯度的强弱。图 8 给出了 0°攻角下低负荷叶栅不同叶高处吸力面边界层形状因子分布。由于前缘吸力峰效应,产生局部逆压力梯度,形状因子升高呈现“尖峰”状分布,流动有分离趋势,但低于分离临界值,流动仍处于附着流态。

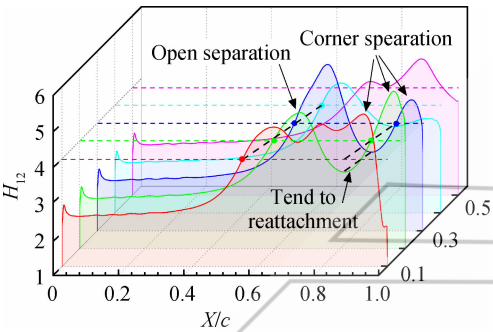


图 8 低负荷叶栅不同叶高形状因子

Fig. 8 Low-loaded cascade shape parameter along span

随后形状因子恢复到 2.5~3 范围内,高于完全湍流特征值( $H_{12} \leq 2.5$ ),说明逆压力梯度并未使得层流完全失稳。在叶栅中后部,形状因子迅速增大,形成大范围的“峰谷”型分布,达到分离临界值,说明此处流动发生分离。同时随叶高的增加逐渐向后部移动,并向展向和流向两个方向发展。在流向 0.8 位置,形状因子降低,这代表速度型趋于饱满,不再保持分离型剖面形状,此处流动有再附趋势。在流向大于 0.8,展向低于 0.3 叶高的角区位置,形状因子再一次形成“分离峰”,结合图 9 所示 0°攻角下叶片表面流谱及三维流场结构,该分离特征为在尾缘角区由回流(红)和径向串流(绿)构成的局部闭式分离。开式分离面(蓝)在近端壁区域与闭式回流区融合一体,这与第 1 个“峰谷”在 0.1 叶高处与第 2 个“分离峰”相连的分布趋势相同。因此,第 1 个“峰谷”型分布对应图 9 中分离线位置的开式分离。角区局部闭式回

流以及开式分离面组成了低负荷叶栅的角区分离。在全弦长范围内,形状因子未能达到湍流临界,因此实验条件下的低负荷叶栅吸力面流动并未完全转换为湍流。

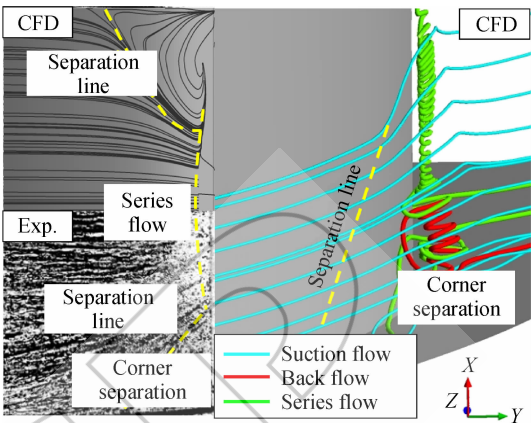


图 9 低负荷叶栅流谱及流场结构

Fig. 9 Flow pattern and separation structure of low-loaded cascade

图 10 为 0°攻角下高负荷叶栅不同叶高处吸力面边界层形状因子分布。高负荷叶栅前缘,逆压力梯度更强,形状因子峰值更高,仍低于分离临界值,但是使得流动更不稳定( $H_{12}$  接近 3),导致流动分离提前发生。高负荷叶栅全弦长范围也出现两次明显的“峰谷”型分布。第 1 个“峰谷”提前至流向 0.4 位置,结合图 11 流场,吸力面上有明显的分离泡,该分离结构远离端壁位于中间叶高附近,这与形状因子“峰谷”只在 0.2 叶高以上出现和静压系数“平台”分布相证实。第 2 个“峰谷”出现于叶片角区,形状因子从峰值后迅速降低,并在尾缘前降低至湍流临界点,说明该分离结构在尾缘前完成了再附,也就是说分离在角区形成了局部闭式分离。如图 11 所示的分离(Sep.)结构,

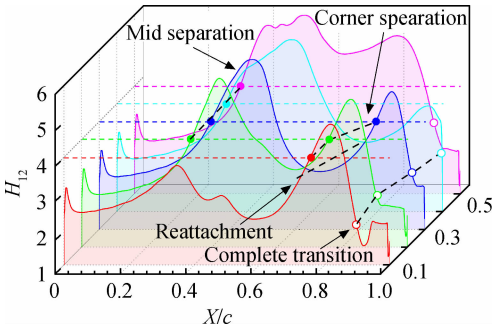


图 10 高负荷叶栅不同叶高形状因子

Fig. 10 Highly-loaded cascade shape parameter along span

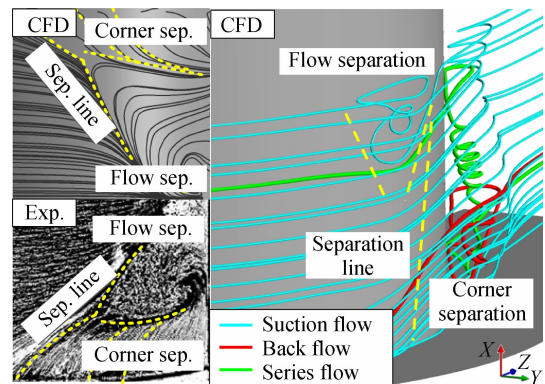


图 11 高负荷叶栅流谱及流场结构

Fig. 11 Flow pattern and separation structure of highly-loaded cascade

该分离特征由回流(红)和径向串流(绿)构成的闭式分离,分离面(蓝)在外侧包裹回流和串流后明显的向壁面侧流动形成局部闭式分离。在中间叶高处,中部分离泡和闭式分离泡相近,使得形状因子的两个“分离峰”在 0.5 叶高连为一体。

气流在高负荷叶栅中完成了转换,前缘逆压力梯度未造成分离但使层流失稳。在平板流动中,受扰动失稳的层流的其形状因子会逐渐减低至湍流临界值完成转换。但是在叶栅流道中,强逆压力梯度使得失稳层流更趋向于分离,表现为形状因子的增加,形成“峰谷”型分布。当分离结束时,气流再附使得层流进一步失稳,此时形状因子大幅度降低,如果低于湍流临界点 ( $H_{12} < 2.5$ ),流动将发生“分离-再附”流态诱发的分离泡转换(separation-induced transition),如图 10。

整体上,高负荷叶栅具有更强烈的逆压力梯度,载荷分布比低负荷叶栅具有更明显的波动,“平台”更明显,形状因子“峰谷”分布范围更大,吸力面流动结构更复杂,流动会完全转换。

3.2 攻角对叶栅气动性能的影响

攻角导致叶栅通道内压力分布发生变化,从而影响一些流动特征的运动和发展,使流场结构发生明显的变化。本节展示了不同攻角下 ( $i = -5^\circ, 0^\circ, 5^\circ$ ) 吸力面流谱的实验图像,并结合吸力面形状因子说明攻角对低/高负荷叶栅气动性能的影响。

图 12 给出了不同攻角下低负荷吸力面形状因子分布。攻角对于叶栅流动结构的影响主要在 3 个区域,进口前缘、分离区、以及角区。当攻角为  $-5^\circ$  时,前缘形状因子没有呈现“尖”状分布,进口逆压力梯度强度很弱。随攻角的增大,前缘形状因子“尖”状分布出现并逐渐明显。局部逆压力

梯度增加,前缘的吸力峰效应增强,流动更不稳定。形状因子“峰谷”提前,增长速度更快,峰值更高,流动分离更为剧烈;负攻角的“峰谷”出现较晚,且只出现在 0.3 叶高以下区域,分离的强度较弱。在叶片后部,负攻角情况下第 2 个“分离峰”出现最早。零攻角 0.1 叶高处第 1 个“峰谷”和第 2 个“分离峰”在流向上连续(角区分离紧随分离线),近壁面局部回流大于负攻角情况,实际上分离面积大于负攻角。如图 13 所示,负攻角分离区域明显小于零攻角情况,正攻角下分离区域面积最大。3 种攻角在叶高中部均为附着流,结合图 12,正攻角流动有分离的趋势但是未达到分离临界;负攻角形状因子较低,为层流附着流;零攻角为再附着流。

当攻角为  $+5^\circ$  时,局部形状因子达到湍流临界点 2.5 以下,流动在此处完全转换。图 12 所示

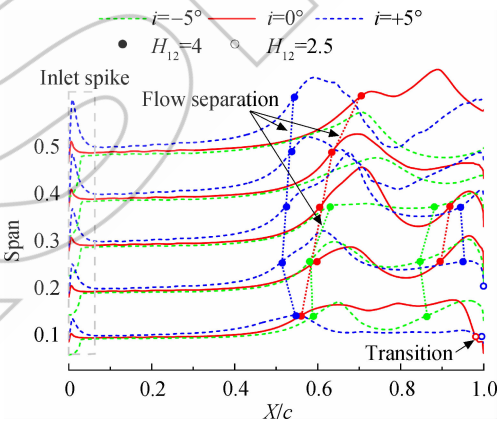


图 12 不同攻角下低负荷叶栅吸力面形状因子分布

Fig. 12 Low-loaded cascade shape parameter under different incidence angles

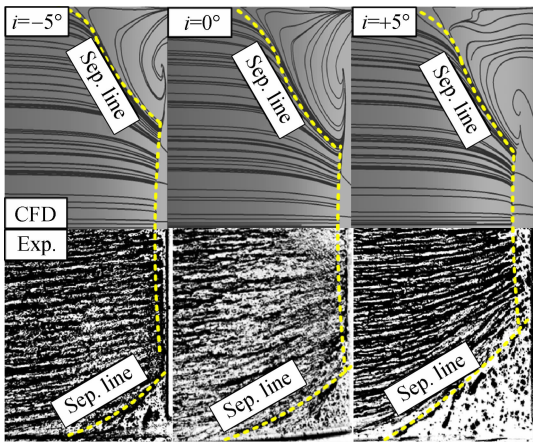


图 13 不同攻角下低负荷叶栅吸力面流谱

Fig. 13 Flow pattern of low-loaded cascade under different incidence angles

临界点前形状因子变化趋势十分平稳,不符合分离泡转捩的特征,分离模式可能为再附后流动逐渐失稳导致的旁路转捩。零攻角情况下,在 0.1 叶高处尾缘附近形状因子骤降至湍流临界点,气流完成转捩。此处是由于近端壁区的局部闭式回流导致的附面层分离泡转捩。负攻角情况下,气流在全流域未发生转捩。

高负荷叶栅吸力面形状因子的攻角特性如图 14 所示。当攻角为增加时,前缘逆压力梯度增强,形状因子峰值随攻角的增加而增加。当攻角为 +5° 时,形状因子达到分离临界,流动发生前缘分离,随后再附。在流向前段,气流维持层流,正攻角形状因子的数值高于零攻角和负攻角,流动更不稳定,分离提前。

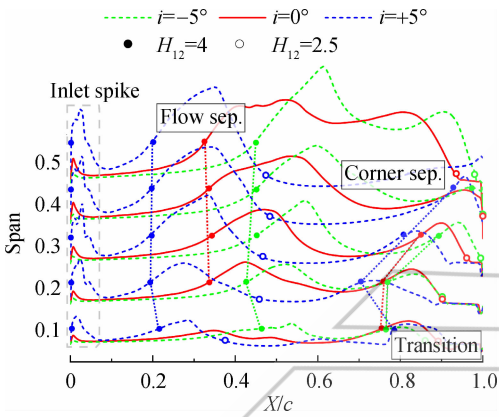


图 14 不同攻角下高负荷叶栅吸力面形状因子分布  
Fig. 14 Highly-loaded cascade shape parameter under different incidence angles

正攻角“分离峰”出现在 0.2 弦长位置并在达到峰值后迅速降至 2.5 以下,流动完全转捩为湍流,转捩模式为典型的分离泡转捩。零攻角和负攻角情况下流动分离发生较晚,“分离峰”分别位于 0.35 和 0.45 弦长位置。对于双圆弧叶型,叶片中段为曲率最大的位置,尽管负攻角推迟了流动分离,同时降低了形状因子的增长速度,但在较大流动曲率的作用下,负攻角形状因子的峰值反而高于正攻角和零攻角,不过分离区域仍然是三者中最小的,如图 15 吸力面流谱所示,负攻角下流动分离发生更晚,随着攻角增大,分离位置逐渐提前。靠近尾缘处,负攻角和零攻角形状因子低于湍流临界值,流动完全转捩为湍流,转捩特征为“分离峰”后迅速降低至临界点,转捩模式为典型的分离泡转捩。

在叶片中后部,正攻角情况下流动发生了小

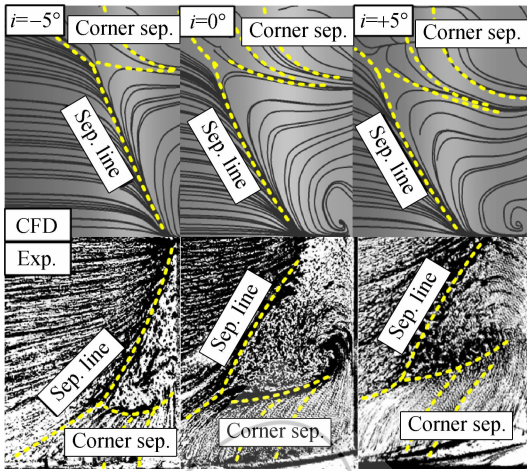


图 15 不同攻角下高负荷叶栅吸力面流谱  
Fig. 15 Flow pattern of highly-loaded cascade under different incidence angles

程度的湍流分离,分离区域的位置和其他两种攻角相近,但展向上更高,零攻角和负攻角的角区分离面积和位置基本相同。参考图 15 所示流谱,3 种攻角情况下,在端壁两侧均产生明显的脱落涡,并随着攻角的增大脱落涡更加明显,分离形式为闭式分离。在正攻角下,尾缘附近压力面回流明显,主流流态由附着流转化为分离流。

3.3 栅后测量平面总压损失系数分布

本文进行了栅后 0.6 倍弦长位置的截面探针测量实验。图 16、图 17 给出了在 -5°、0°、+5° 攻角情况下低/高负荷叶栅的栅后总压损失分布。横坐标为切向无量纲位置,  $t$  为节距,  $X/t=0$  位置沿流动方向正对叶片尾缘,负数位置为吸力面侧,正数为压力面侧。

参考图 13,在叶高中部,不同攻角下低负荷叶栅吸力面流动处于附着流态,尾迹的掺混为叶片两侧不同流速的附着流之间的掺混,这使得栅后总压分布中尾迹的宽度和损失情况相近。如图 15 所示,负攻角情况下,高负荷叶栅吸力面流动为附着流,尾迹宽度和损失强度较低。随着攻角的增加,流动由附着流变为分离流,这使得高负荷叶栅尾迹的掺混为吸力面分离流与压力面附着流之间的掺混,其尾迹更宽,损失更大。

从栅后总压损失系数分布(图 16、图 17)也可得出角区分离的宽度,结合前文所示的分离流向长度,可大致估计三维角区分离的体积。由于探针无法紧靠端壁测量,图中只给出了展向 0.04 高度以上的系数分布。从分布来看,这样的取舍不影响对角区展向高度的估计。低负荷叶栅的流动分离主要为开式分离,分离区域紧靠端壁。当攻

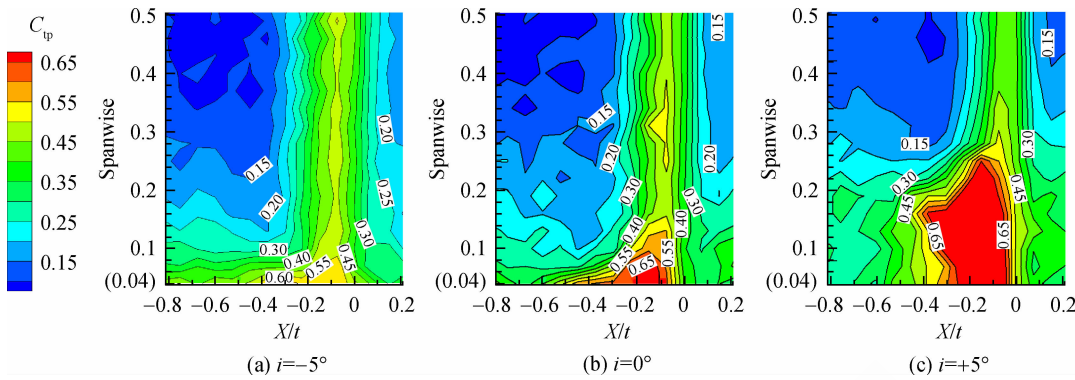


图 16 低负荷栅后截面  $C_p$  分布  
Fig. 16  $C_p$  contour of low-loaded cascade

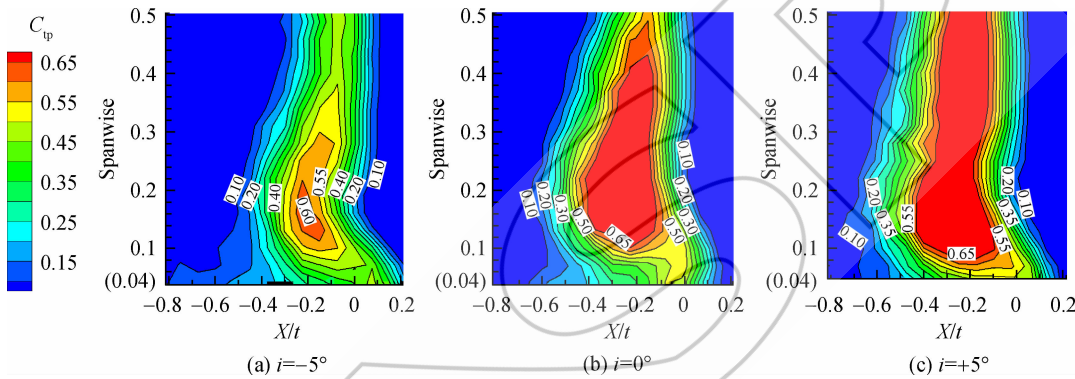


图 17 高负荷栅后截面  $C_p$  分布  
Fig. 17  $C_p$  contour of highly-loaded profiles

角增加时,分离区域增大,在栅后总压分布上显示为损失核心区(红色)面积增大。同时在近端壁区域有大量低能流体的聚集<sup>[21]</sup>,并随着攻角的增加而增厚,与损失核心区的高度一致。高负荷叶栅通道内角区“闭包”形成高损失区,近端壁区域的脱落涡对应高损失区的损失核心。当攻角增大时,闭式分离增强,角区分离体积增大,对应高损失的损失强度和影响区域增加。当攻角为正时,参考吸力面形状因子分布及流谱所示,分离区域已经延伸至近叶高中部位置,对应高损失区向叶高方向发展,并与尾迹损失区融合形成带状高损失区。

4 结 论

本文主要开展了 3 种攻角下( $-5^\circ, 0^\circ, +5^\circ$ )低/高负荷压气机双圆弧叶型的叶栅实验和数值模拟,得到以下结论:

1) 吸力面形状因子的“峰谷”型分布是流动发生分离的明显特征,对应吸力面流动发生“分离-再附”的流动形式。低负荷叶栅流动分离发生

在尾缘角区,分离形式为开式分离面并伴随着局部闭式分离(回流)。高负荷叶栅分离临界点提前至流向 0.4 位置,分离形式为叶片中部和角区的闭式分离泡。

2) 随着攻角的增加,低负荷叶栅整体分离形式保持开式分离面形式,角区分离紧靠端壁,体积逐渐增大。高负荷叶栅的角区闭式分离泡向叶高方向增长,同时主流由附着流转变为分离流,尾迹的损失强度和宽度增加。在 $+5^\circ$ 攻角下,尾迹损失区和角区闭包损失区融合成带状损失区。

3) 前缘攻角的增加以及高负荷叶型设计实际上增加了气流在叶栅通道内的实际折转角,增强了通道内的逆压力梯度,导致流动不稳定同时更容易发生分离。同时强逆压力梯度促进转捩过程的进行,转捩模式由局部旁路转捩转变为全叶高范围内的分离泡转捩。

参考文献:

[1] 宋寅. 先进高负荷压气机气动设计技术综述[J]. 分布式能源, 2018, 3(3): 4-12.  
SONG Yin. Review on aerodynamics design of advanced

- highly-loaded compressor[J]. Distributed Energy, 2018, 3(3):4-12. (in Chinese)
- [2] 丁骏,王松涛,刘勋,等. 采用复杂三维气动布局的高负荷压气机气动设计研究[J]. 工程热物理学报, 2016, 37(11): 2325-2331.
- DING Jun, WANG Songtao, LIU Xun, et al. Investigation of highly loaded compressor aerodynamic design adopting complex 3D aerodynamic layout[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2016, 37(11): 2325-2331. (in Chinese)
- [3] 钟兢军, 阚晓旭. 高负荷压气机叶栅内三维旋涡结构及其形成机理的研究进展[J]. 推进技术, 2020, 41(9): 1946-1957.
- ZHONG Jingjun, KAN Xiaoxu. Research progress on three-dimensional vortex structures and formation mechanism of high-loaded compressor cascades[J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(9): 1946-1957. (in Chinese)
- [4] STAATS M, NITSCHKE W. Active control of the corner separation on a highly loaded compressor cascade with periodic non-steady boundary conditions by means of fluidic actuators[J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(3): 031004. 1-031004. 9.
- [5] 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, 2012, 134(2): 021010. 1-021010. 12.
- [6] 陈浮, 陈绍文, 郭爽, 等. 高负荷压气机叶栅分离与流场结构研究[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(1): 49-51.
- CHEN Fu, CHEN Shaowen, GUO Shuang, et al. Investigation of separation and flow field structure in high-loaded compressor cascade[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(1): 49-51. (in Chinese)
- [7] 赵小虎, 吴云, 李应红, 等. 高负荷压气机叶栅分离结构及其等离子体流动控制[J]. 航空学报, 2012, 33(2): 208-219.
- ZHAO Xiaohu, WU Yun, LI Yinghong, et al. Separation structure and plasma flow control on highly loaded compressor cascade[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2012, 33(2): 208-219. (in Chinese)
- [8] 张华良. 采用叶片弯/掠及附面层抽吸控制扩压叶栅内涡结构的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.
- ZHANG Hualiang. Investigation on application of dihedral/swept blade and boundary layer suction to control vortex configurations in compressor cascades[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007. (in Chinese)
- [9] KAN Xiaoxu, WANG Songtao, LUO Lei. Numerical analysis of the weight distribution of flow losses in a highly loaded compressor cascade with different incidences[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 139: 552-561.
- [10] KAN Xiaoxu, LU Huawei, ZHONG Jingjun. Topological characterization of the vortex structures in the transonic compressor stator during the stalling process[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2016, 230(3): 566-580.
- [11] BESELT C, ECK M, PEITSCH D. Three-dimensional flow field in highly loaded compressor cascade[J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(10): 101007. 1-101007. 10.
- [12] ZHANG Yanfeng, MAHALLATI A, BENNER M. Experimental and numerical investigation of corner stall in a highly-loaded compressor cascade[R]. ASME Paper GT2014-27204, 2014.
- [13] 唐雨萌, 柳阳威, 陆利蓬, 等. 高速高负荷压气机叶栅损失特性实验研究[J]. 工程热物理学报, 2017, 38(8): 1624-1633.
- TANG Yumeng, LIU Yangwei, LU Lipeng, et al. Experimental investigation of losses in a high-speed high-loading compressor cascade[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017, 38(8): 1624-1633. (in Chinese)
- [14] HOU Anping, SHAN Shujun, WU Yu, et al. Investigation of low Reynolds number experiment and numerical simulation on compressor cascade[R]. ASME Paper IMECE2011-62639, 2011.
- [15] 白涛, 王书贤. 表面粗糙度对涡轮叶片吸力面边界层的影响[J]. 西安工业大学学报, 2016, 36(8): 647-651.
- BAI Tao, WANG Shuxian. Effect of surface roughness on side boundary layer of suction surface of turbine blades[J]. Journal of Xi'an Technological University, 2016, 36(8): 647-651. (in Chinese)
- [16] SOLOMONW J, WALKER G J. Observations of wake-induced transition on an axial compressor blade[R]. ASME Paper 95-GT-381, 1995.
- [17] DONG Y, CUMPSTY N A. Compressor blade boundary layers; Part 2 measurements with incident wakes[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(2): 231-240.
- [18] 王文涛, 王子楠, 张宏武, 等. 压气机静叶栅层流分离泡转捩与角区分离数值模拟与实验[J]. 航空动力学报, 2017, 32(9): 2273-2282.
- WANG Wentao, WANG Zinan, ZHANG Hongwu, et al. Numerical simulation and experiment of laminar separation bubble transition and corner separation of compressor stator cascade[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(9): 2273-2282. (in Chinese)
- [19] KELTERER E, PECNIK R, SANZ W. Computation of laminar-turbulence transition in turbomachinery using the correlation based  $\gamma Re_\theta$  transition model[R]. ASME Paper GT2010-22207, 2010.
- [20] MENTER F R, LANGTRY R B, LIKKI S R, et al. A correlation-based transition model using local variables; Part I model formulation[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(3): 413-422.
- [21] 彭涛. 压气机低能流体径向流动与失速机理研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2018.
- PENG Tao. Research of compressor low-energy fluid flowing radially and stall mechanism[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2018. (in Chinese)