# 叶根负荷对低速压气机失稳过程影响实验研究<sup>\*</sup>

李思敏1,潘天宇1,2,李志平1,2,李秋实1,2

(1. 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;2. 先进航空发动机协同创新中心,北京 100191)

摘 要:基于在一台单级低速轴流压气机上发现的增大叶尖负荷可以使其失稳先兆由模态波变为突 尖波的现象,一种假设认为失速先兆的类型与压气机径向负荷分布有着密切的联系。对此,设计了一系 列实验来验证叶根负荷大小对压气机失速先兆类型及其失稳发展过程的影响。通过在压气机进口安装特 殊设计的叶根畸变屏,可以实现压气机工作在不同的径向负荷分布。均匀来流条件下压气机最终的失速 是由模态波引起,在此基础上加装叶根畸变屏增大叶根负荷,压气机仍发生模态波型失速,但经过仔细 分析数据后发现,由线性增长的模态波转化为最终大幅值旋转失速团的时间间隔却相较增大。在这段过 程中,转子进口壁面压力信号显示叶尖区域不存在完整的周向传播扰动。与此同时,叶根处先兆信号幅 值相较变大。进一步加大叶根负荷,叶根区域失速先兆的压力脉动变得更加剧烈,使得气流沿叶片径向 的流动和掺混加剧,从而进一步延迟了先兆诱发失速团出现的时间。综上,通过研究表明:增大叶根负 荷,压气机失稳过程发生改变,失速先兆诱发旋转失速团出现的时间延长;在叶根区域,失速先兆脉动 信号随着叶根负荷的增大而愈发强烈;径向负荷分布是影响压气机失稳过程发生变化的重要因素。

关键词: 叶根负荷; 失稳过程; 转化时间; 低速压气机

中图分类号: V435.12 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2017) 10-2374-07 **DOI**: 10.13675/j. cnki. tjjs. 2017. 10. 025

## **Experimental Study of Blade Hub Loading Effects on Instability Evolution in a Low-Speed Compressor**

LI Si-min<sup>1</sup>, PAN Tian-yu<sup>1,2</sup>, LI Zhi-ping<sup>1,2</sup>, LI Qiu-shi<sup>1,2</sup>

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

Abstract: Based on the previous results of a single-stage low-speed axial compressor showing that a stall inception can be changed from modal wave to spike with the blade tip loading increasing, a hypothesis is further proposed that the type of stall inceptions is related to the radial loading distributions. A series of experiments are designed to examine the effects of hub loading to the stall inception and its evolution. Well-designed hub distortion screen installed at the inlet of the compressor induces various radial distributions of blade loading for compressor operating. The uniform inflow situation, i.e. without screen, shows the modal type stall inception of the compressor's final instability. With hub distortion screen, the hub loading is keeping to be increased, however, the compressor still shows modal type of stall inception. After detailed examining the data, it is found that the period between linear growth of modal wave and the formation of a large amplitude stall cell is growing longer. In that transition period, the tip pressure signal does not show any complete traveling disturbances in circumferen-

收稿日期: 2016-12-19;修订日期: 2017-02-16。
基金项目: 国家自然科学基金(51636001)。
作者简介: 李思敏,男,博士生,研究领域为叶轮机械流动不稳定性。E-mail: 18603400416@163.com
通讯作者: 潘天宇,男,博士后,研究领域为叶轮机械流动不稳定性。E-mail: pantianyu@buaa.edu.cn

tial direction. Meanwhile, there are large disturbances formed in the hub region during this period. With further increasing the hub loading, the large amplitude disturbances in hub region appear stronger and stronger. It makes flow unstable in hub region and intensifies the flow mixing in radial direction and further lengthens the transition period between stall inception and final instability. At the same time, there are three main findings: (1)With hub loading increasing, the compressor instability evolution will be changed and the transition period between stall inception and final instability is prolonged. (2)The pressure fluctuations in the hub region become stronger as hub loading changing. (3)The radial load distributions do have significant effects on the compressor instability evolution.

Key words: Blade hub loading; Instability evolution; Transition period; Low-speed compressor

## 1 引 言

压气机的流动失稳问题作为当前压气机研究的 一个热点而备受关注。一方面,准确控制流动失稳 意味着压气机稳定工作裕度的提高,另一方面,深刻 认识流动失稳可以在压气机研发阶段为其气动设计 提供重要参考。为了满足对更高性能压气机的迫切 需求,理解压气机流动失稳过程及其影响机制就显 得尤为重要。

旋转失速作为压气机中最常见的流动失稳现 象,广泛见于以前的研究中,几种典型的旋转失速先 兆也得到证实。模态波<sup>[1,2]</sup>作为一种长波型扰动,其 在压气机进入旋转失速前几十个甚至几百个转子转 动周期前就能被探测到。模态波的周向传播速度约 为20%~50%转子转动频率,其波长尺度与压气机周 长近似。突尖波<sup>[3]</sup>则是一种三维、小尺度的局部性扰 动,其波长尺度与压气机叶片通道的长度近似。突 尖波出现后,压气机将在几个转子转动周期内迅速 进入旋转失速状态,其在周向的传播速度约为 70%~80%转子转动频率。在最近的研究中,许多区 别于上述两种形式的失速先兆及失稳过程被发现。 Dodd和 Vahdati<sup>[4,5]</sup>在实验和数值模拟中观察到了失 速团在叶片根部以一个很低的速度旋转。Dell'Era 等<sup>[6]</sup>在一台高压压气机上发现了一种区别于模态波 和突尖波的叶根失速先兆,并且失速先兆的类型随 着压气机工作转速的不同而发生改变。本研究团队 在跨声压气机的实验研究中[7,8],提出了一种起始位 置在叶根区域、类似喘振的轴向低频的失速先兆,即 局部喘振。实验数据显示当压气机节流到失速边界 时,局部喘振现象首先出现的是单一脉动,之后逐步 发展为连续扰动并始终保持频率不变,最终叶尖静 压的震荡导致了压气机进入旋转失速状态<sup>[9]</sup>。

与此同时,对于一台给定的压气机,探究影响压 气机失速先兆及其发展过程的机理和触发因素一直

是学者们所关注的重点。Day通过实验手段发现叶 尖间隙的变化可以改变失速先兆的类型<sup>[10]</sup>。Camp 和 Day又在实验中发现进口导叶的角度和静子的安装 角也能对压气机失速先兆产生影响[11]。上述工作表 明当压升特性线到达斜率为0附近时,压气机会出现 模态波型先兆,当压升特性线未到0斜率而叶尖来流 已达到其基元叶型临界攻角时则出现突尖波型先 兆。叶尖的临界攻角其实就表征了叶尖的临界负荷 大小。Spakovszky 等<sup>[12]</sup>则通过叶尖吹气的方式研究 了压气机的失速过程。结果表明没有叶尖吹气的状 态下压气机发生突尖波型失速,而当有叶尖吹气时 出现模态波现象。李秋实等[9.13]的研究表明,如果静 子叶根处的扩散因子足够大,压气机会发生局部喘 振型叶根失速先兆。聂超群<sup>[14]</sup>和张靖煊等<sup>[15]</sup>通过在 一台单级压气机上分别改变叶尖、叶中及叶根负荷 大小,实现了突尖波和模态波的相互转变。此后, Simpson和Longley<sup>[16]</sup>通过使用不同的倾斜畸变网和 改变静子安装角,也实现了在同一台压气机上突尖 波和模态波两种失速先兆的转变。参考 Camp 和 Day 所提出的临界攻角理论可以发现,突尖波经常出现 在叶尖负荷较高的情况。从某种程度上讲,实现模 态波向突尖波的转变实际上是增大了压气机在叶尖 的负荷。

本课题组的实验结果显示<sup>[17]</sup>,可以通过增大叶 尖负荷的手段将压气机失速先兆由模态波转变为突 尖波,本文主要针对增加叶根负荷情况下,压气机失 速先兆形式及其失稳过程的研究。通过在一台单级 轴流低速压气机进口加装不同孔隙率大小的叶根畸 变屏,实现增加叶根负荷的目的。利用动态压力传 感器详细监测压气机的失稳过程,研究不同叶根负 荷对于该低速压气机失稳形式的影响。

### 2 实验设备及测点布置介绍

本文实验在北京航空航天大学航空发动机气动

热力重点实验室单级轴流低速压气机试验台上进行,其结构如图1所示。



试验台具体设计参数如表1所示,压气机100% 设计转速为3kr/min。实验过程中流量控制是通过改 变位于压气机出口管道后的堵锥轴向位置实现的。 整个实验过程中压气机的工作转速都通过电机控制 在100%设计转速。

 Table 1
 Design parameters of the low-speed axial

Value
19
13
3.2
225
0.75
56
0.25
70.69
2×10 <sup>5</sup>

实验中增大叶根负荷是通过在压气机进口加装 叶根畸变屏实现的,其结构如图2(a)所示,由大孔隙 率的支撑网和小孔隙率的圆形畸变网组成。进口均 匀来流流经叶根畸变屏后,圆形畸变网会加大叶根 处的总压损失,而大孔隙率的支撑网对气流总压的 影响则可以忽略。叶根畸变屏安装在转子上游一倍 压气机外径处,圆形畸变网的直径为0.7倍的压气机 外径。畸变网的孔隙率可以定义为<sup>[18]</sup>

$$\sigma = \frac{2dl - d^2}{l^2} \tag{1}$$

式中 σ 为金属网的孔隙率,*l*为相邻平行金属丝 轴心间距,*d*为金属丝的直径,其示意图如图 2(b)所 示。畸变网的孔隙率可以用来表征其滞止流体流通 能力的大小。孔隙率越低,气流流经畸变网的总压 损失就越大。通过叶根畸变屏,进口来流在转子前 周向上仍然是均匀的,但其在叶根处的总压损失引 起了轴向速度的降低,使得叶根处来流攻角增大,从 而达到了增大叶根负荷的目的。



本文实验主要对比研究均匀来流和增大叶根负 荷时压气机失稳先兆及其失稳发展过程,因此实验 中稳态测量主要针对压气机特性及进出口参数径向 分布,动态测量重点监测压气机的失稳过程,具体参 数测量布置如图3所示,其中转子转动方向从进口方 向观测为顺时针方向。图3中,A测量截面位于压气 机进口前方气流速度为零的位置,此处布置标准大 气压力表和标准大气温度计以测量压气机工质特 性;B测量截面为压气机流量测量截面,沿周向均匀 布置4个壁面静压测量孔监测进口流量变化;C,F测 量截面为进、出口总压测量截面,分别利用1支稳态 总压梳来测量压气机进、出口总压径向分布;以上稳 态测量结果用于检测压气机流量压升特性。动态测 量通过Kulite高频响压力传感器实现,其采样频率设 定为20kHz,其中D测量截面沿周向均匀布置5支动 态壁面压力传感器,用于监测压气机失稳过程中壁 面静压的动态发展过程;E测量截面在静子出口叶根 处布置1支动态总压传感器,用于实时探测叶根处的 扰动信号。



### 3 实验结果与讨论

#### 3.1 实验过程及压气机特性

实验时,节流过程从压气机工作最大流量点开始,通过不断调节节流堵锥轴向位置控制压气机流量,期间单点采集获取不同流量下压气机特性点。 调节堵锥至近失速工况时,固定堵锥位置,停止进一 步节流,同时开启动态采集程序以准确捕捉压气机 失速起始及发展的过程,直至压气机最终进入完全 失稳状态,而后迅速调节堵锥至初始状态使压气机 退出失稳,整个实验过程结束<sup>[19]</sup>。

下文主要对三组实验结果进行分析。其中均匀 来流情况定义为Baseline,进口加装叶根畸变屏情况 分别定义为Case1和Case2,其中Case1对叶根负荷增 加较小,Case2对叶根负荷增加较大。具体的进口来 流情况参见表2,表中列出了近失速点时不同来流情 况下转子进口总压损失,即A,C截面总压之差,单位 为Pa。表中第一列表示沿叶高方向相对位置(0表示 轮毂,1表示机匣)。可以看到均匀来流条件下,转子 进口处总压沿叶高方向几乎没有损失,进口加装叶 根畸变屏后,叶根处总压损失明显增大,与最初设计 增大叶根负荷的目的相一致。

 
 Table 2
 Total pressure losses with uniform inflow and different circular screens

Spanwise location	Baseline/Pa	Case 1/Pa	Case 2/Pa
0.9	13	57	108
0.7	5	52	118
0.5	3	85	184
0.3	7	122	231
0.1	19	174	311

压气机特性如图4所示,图中纵坐标表示总压升 系数 Ψ,定义为

$$\Psi = \left( p_{\rm F}^* - p_{\rm C}^* \right) / \rho U_{\rm mid}^2 \tag{2}$$

式中下标 F 和 C 分别表示压气机出口和进口总 压梳测量截面, U<sub>mid</sub> 表示转子中径位置切线速度。横 坐标流量系数 *φ* 定义为

$$\varphi = v/U_{\rm mid} \tag{3}$$

式中v代表转子进口截面平均轴向速度。

图 4 中单点表示稳态测量结果计算出的压气机 不同工况下的特性点,最左端空心点为近失速点,即 压气机最后一个稳态工作点。从近失速点开始,压



Fig. 4 Performance map of the experiment compressor

气机自发进入不稳定工作状态。叶根区域工作负荷 的增加使得压气机在堵点位置流量系数减小,这与 进口畸变屏造成的总压损失相关,而随着节流的进 行流量减小导致轴向速度减小,所以畸变屏对于近 失速点位置流量系数影响相对较小。

#### 3.2 失稳过程

为了确定压气机失速过程前后各扰动的频域特性,图5显示了转子叶尖D1信号利用FFT(Fast Fourier Transformation)快速傅里叶变换处理后的频域结果。所用数据为从停止节流阀开始动态测量到压气机完全失速后所记录的结果,对于Baseline而言,即0~420转所测数据,同理,Case1为0~500转,Case2为0~780转。从图中标识可以看到,三组结果均显示有50Hz的转子转动频率(RRF)及失速团传播频率(SCF),其中失速团信号的二倍频和三倍频也可以上图上识别到。图5表明叶根负荷的增加并没有使得压气机失稳过程产生其他频率的信号,同时压气机最终失速团的传播频率也未发生明显改变,其他测点信号的频域图也与D1结果类似。



Fig. 5 Spectrum results of the dynamic pressure data from *D*1

为进一步分析压气机失稳发展过程中扰动所对 应的空间各阶模态特性,下文对转子进口D截面均 布的5个动态静压传感器的信号进行DSFS(Discrete Spatial Fourier Series)离散空间傅里叶级数分析<sup>[20,21]</sup>, 完成对周向扰动信号的模态信息重构,从而提取压 气机失稳前后各阶模态的幅值及其相位变化。

在 *t* 时刻的压力扰动用谐波分量的形式可以表示为

$$p(\theta_n, t) = \sum_{k=0}^{N-1} a_k(t) e^{-ik\theta_n}$$
(4)

式中 $a_k(t)$ 为扰动的空间傅里叶系数, $\theta_n$ 为扰动 传播的周向位置,k为离散空间傅里叶变换后模态的 阶数,N为周向布置的传感器个数。对 $a_k(t)$ 进行求 解可得

$$a_{k}(t) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} p(\theta_{n}, t) e^{ik\theta_{n}}$$

$$(5)$$

其包含了各阶模态幅值、相位在内的所有信息。以往工作证明该低速试验台失稳主要受一阶模态影响<sup>[22]</sup>,本文主要对重构的一阶模态进行分析,表达式为

$$a_{1}(t) = \frac{1}{5} \left[ p_{0}(t) e^{i\theta_{0}} + p_{1}(t) e^{i\theta_{1}} + \dots + p_{4}(t) e^{i\theta_{4}} \right]$$
(6)

式中  $p_0(t) \sim p_4(t)$  为D截面空间均布的5个动态 传感器所测压力信号,其各自对应的周向位置 $\theta_n$ 分 别为 $0\pi$ , $0.4\pi$ , $0.8\pi$ , $1.2\pi$ 和 $1.6\pi$ 。将 $a_1(t)$ 写为

$$a_{1}(t) = A + Bi \tag{7}$$

并将

$$e^{i\theta_n} = \cos\theta_n + i \cdot \sin\theta_n \tag{8}$$

代入式(6)即可得系数A,B的值。

通过求解一阶模态的空间傅里叶系数,可以得 到其幅值( $\sqrt{A^2 + B^2}$ )和相位(arctan(B/A))大小,如 图6所示。纵坐标表示扰动在周向传播的相位角,横 坐标为时间(Baseline, Case1, Case2所取时间为各自 失稳前后50转),其中0转定义为近失速点停止调节 堵锥后动态信号开始采集的时刻。图6中圆圈直径 代表扰动幅值大小。灰色虚线框所圈为三种来流条 件下失速先兆扰动出现位置,绿色斜框所圈为对应 的失速团出现位置,先兆和失速团信号的相位发展 可以清晰辨识。对于均匀来流情况,在360转之后有 小幅值周向扰动出现,通过扰动传播一周所用时间

可计算出其周向传播速度约为28.3%N(N即为转子 转动频率),经过20转左右,大幅值的失速团信号出 现,其周向传播速度约为32.8%N,之后压气机流量大 幅度下降,进入不稳定失速状态。图中关于扰动的 传播速度,是通过扰动在周向传播一周(360°)所用时 间除以转子转动频率得出的,以28.3%为例,图6中 所示扰动周向传播 360°大约需用 3.55转,即 0.071s, 换算成频率为14.15Hz,除以转子转动频率50Hz,即 可得其周向传播速度约为28.3%N。由失速先兆转换 为失速团的时间可由图中直接读出,大致为灰色虚 线与绿色实线时间间隔。对比失速先兆的性质可以 判断,均匀来流条件下发生模态波型失速。利用同 样的分析方法,增大叶根负荷后压气机仍发生模态 波型失速,Case1情况下,模态波转变为最终大幅值 失速团用了大约30转,而Case2情况下则变为35转 左右。从6图中可以明显看到,由模态波扰动诱发最 终失速团出现的时间间隔随着叶根负荷的增大而延 长。与此同时,叶尖压力信号一阶模态的相位传播 显示在由模态波向失速团转变的过程中并没有完整 的周向传播扰动。

实验中三组不同来流条件下叶根动态总压信号 (E截面)的时域分析结果如图7所示。基于上文中 已经判断失速先兆为模态波,所以图7中将E1采集 的原始压力信号提取脉动量,然后将脉动的压力信 号进行滤波处理,具体的滤波方法为带通滤波,低频 滤掉2Hz以下信号,排除直流干扰,同时高频滤掉 30Hz(0.6N)以上信号,以便更为准确的观测模态波 型扰动。图7中能清晰辨识失速先兆信号和大幅值 的失速团信号。与此同时,可以看出随着叶根负荷 的增加,模态波型失速先兆在叶根处的压力脉动幅



Fig. 6 DSFT results of the dynamic pressure data from D1

值不断增大,表明失速前叶根处的扰动愈发剧烈,失 速先兆的起始位置更加偏向叶根区域。



pressure data from E1

另一方面,通过分析 C,F测量截面获得的总压数据,图 8列出了压气机三组实验失速过程前后不同 径向位置的总压升变化,图中实线框所圈表示压气 机总压升大幅降低进入旋转失速状态。在均匀来流 条件下,压气机失速前沿叶尖、叶中及叶根区域总压 升斜率基本为0,这三个区域的总压升几乎在同一时 间急剧下降,压气机进入失稳状态。增大叶根负荷 后,对于Case1情况而言,压气机失速前是叶根区域 的总压升最先下降,而叶中、叶尖位置的总压升则略 有上升。进一步增大叶根负荷,Case2结果显示叶根 和叶中区域的总压升均在压气机失速前下降,相反 叶尖处则在上升。这表明随着叶根负荷的增大,失 速前压气机叶根乃至叶中区域均因负荷过高发生大 尺度分离,导致叶片在叶根乃至叶中处做功能力下 降,引起总压升的降低,同时由于通过该区域的流量 下降,引起流线发生偏转,导致叶尖处流量增大,使 得其总压升略有提高,在达到其临界状态后,压气机 旋转失速团产生。

针对实验所得均匀来流及增大叶根负荷情况下 压气机失稳过程,总结为:均匀来流条件下,压气机 失稳是由模态波诱发旋转失速团引起,失速前叶尖 区域率先失去做功能力导致压升下降;两次增大叶 根负荷,压气机失速先兆仍为模态波,但其失稳过 程则发生了明显变化。失稳前叶根区域扰动随着叶 根负荷的增大而不断增强,模态波型扰动出现的起 始位置也更加偏向叶根。随着大幅值压力脉动在叶 根区域出现,叶根处压升降低,部分流体流向叶尖, 气流在沿叶高方向上的流动和掺混加剧,延长了失 速前模态波型先兆向旋转失速团转化的时间,最 终,随着全叶高流动变差,压气机进入失速状态。



Fig. 8 Change in total pressure rise coefficient before and after compressor stalled at different spans

4 结 论

本文以单级轴流低速压气机为实验对象,重点 对比研究叶根负荷增加情况下该低速压气机失稳过 程的异同,探究叶根负荷对压气机失稳过程的影响, 得到结论如下:

(1)通过在压气机进口加装叶根畸变屏,实验中 实现了增大叶根负荷的目的。结果表明叶根负荷的 增加并没有改变失速先兆类型,均匀来流及叶根负 荷增加情况下均表现模态波型失速先兆。但随着叶 根负荷的增加,失速先兆诱发失速团出现的时间是 增大的,其与失速前叶根大幅值扰动及其引发的径 向掺混有关。

(2)随着叶根负荷的增大,模态波型失速先兆在 叶根处探测到的扰动幅值不断增大,失速先兆发生 的起始位置更加偏向叶根区域。 (3)压气机进口加装叶根畸变屏能够改变叶根 工作负荷,径向负荷分布可以影响压气机失速先兆 及其失稳过程。

致 谢:感谢龚一方在论文撰写中给予的讨论和帮助。

#### 参考文献:

- [1] Moore F K. A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems, Part I: Development of Equations
   [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1986, 108(1): 68-76.
- [2] Mcdougall N M, Cumpsty N A, Hynes T P. Stall Inception in Axial Compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1989, 112(1): 116-123.
- [3] Day I J. Stall Inception in Axial Flow Compressors [C].
   USA: ASME 1991 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 1991.
- [4] Dodds J, Vahdati M. Rotating Stall Observations in a High Speed Compressor, Part I: Experimental Study
   [R]. ASME GT 2014-25634.
- [5] Dodds J, Vahdati M. Rotating Stall Observations in a High Speed Compressor, Part II: Numerical Study [J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 137(5).
- [6] Dell'Era G, Habotte N, Desset J, et al. Experimental Characterization of Stall Phenomena in a Single-Stage Low-Pressure Axial Compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power & Energy, 2015, 229(5): 283-310.
- [7] Li Q, Pan T, Li Z, et al. Experimental Study of Compressor Instability Inception in a Transonic Axial Flow Compressor[R]. ASME GT 2014-25190.
- [8] Tianyu Pan, Qiushi Li, Zhiping Li. Experimental Investigations on the Frequency of Partial Surge[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power & Energy, 2016.
- [9] 潘天宇,宋西镇,李志平,等. 局部喘振现象物理本质的研究[J]. 推进技术, 2015, 36(9): 1317-1323.
  (PAN Tian-yu, SONG Xi-zhen, LI Zhi-ping, et al. Study on the Physical Mechanism of Partial Surge[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(9): 1317-1323.)
- [10] Day I J. Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 40-47.

- [11] Camp T R, Day I J. A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 120(3): 393-401.
- [12] Spakovszky Z S, Weigl H J, Paduano J D, et al. Rotating Stall Control in a High-Speed Stage with Inlet Distortion, Part I: Radial Distortion [J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3).
- [13] Pan T, Li Q, Sun T, et al. Effects of Radial Loading Distribution on Partial Surge Initiated Instability in a Transonic Axial Flow Compressor[R]. ASME GT 2015-42664.
- [14] Nie C. An Experimental Investigation on Different Radial Loading Distribution and Patterns of Stall Inception in a Single-Stage Low-Speed Axial Compressor[R]. ASME GT 2003-38090.
- [15] Zhang J, Lin F, Chen J, Nie C. A Study of Stall Inceptions in a Low-Speed Axial-Flow Compressor with Various Radial Loadings[R]. ASME GT 2009-59850.
- [16] Simpson A K, Longley J P. An Experimental Study of the Inception Rotating Stall in a Single- Stage Low-Speed Axial Compressor[R]. ASME GT 2007-27181.
- [17] Arshad A, Li Q, Li S, et al. Effects of Inlet Radial Distortion on the Type of Stall Precursor in Low-Speed Axial Compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2016.
- [18] Davis G. Non-Uniform Flow through Wire Screens [D]. Cambridge: University of Cambridge, 1957.
- [19] 高 曼, 楚武利, 吴艳辉, 等. 亚声速轴流压气机失速监测方法试验[J]. 推进技术, 2012, 33(3): 398-404. (GAO Man, CHU Wu-li, WU Yan-hui, et al. Identification on Rotating Stall Precursor of a Low-Pressure Compressor via Periodic Perturbations[J]. Journal of Propulsion Technology, 2012, 33(3): 398-404.)
- [20] Cameron J D, Morris S C. Analysis of Axial Compressor Stall Inception Using Unsteady Casing Pressure Measurements [J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 135(2): 319-329.
- [21] Tryfonidis M, Etchevers O, Paduano J D, et al. Prestall Behavior of Several High-Speed Compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 117(1).
- [22] 聂超群,陈静宜,蒋浩康,等.低速轴流压气机旋转 失速先兆特征的实验分析[J].工程热物理学报, 1998,19(3):293-298.

(编辑:朱立影)