

# 整体涡旋流畸变下的压气机失速机理分析

张 磊, 程邦勤<sup>✉</sup>, 纪振伟

(空军工程大学航空工程学院, 西安, 710038)

**摘要** 为了研究跨声速压气机在整体涡旋流畸变下的失速机理,采用数值仿真方法对 Stage35 进行了整级数值模拟,研究了叶片通道流场中触发压气机失速的关键因素,分析了不同转速下,叶顶泄漏涡和径向涡在旋流畸变条件下的变化情况。结果表明:同向整体涡能抑制叶背流动分离,使径向涡体积减小,叶顶泄漏涡减弱,叶顶通道堵塞程度减小,压气机稳定裕度增大;出现反向整体涡时,叶背气流分离加剧,径向涡体积扩大,低转速下,泄漏涡增强,堵塞区面积增大,高转速下,泄漏涡变化不大,但径向涡体积扩大引起流体向叶尖堆积,形成大面积的吸力面尾缘低速区,更容易导致压气机失稳。

**关键词** 旋流畸变;整体涡;泄漏涡;径向涡;失速机理

**DOI** 10.3969/j.issn.1009-3516.2018.01.004

**中图分类号** V211.48 **文献标志码** A **文章编号** 1009-3516(2018)01-0020-06

## An Instability Mechanism Analysis with Compressor under Condition of Bulk Swirl Distortion

ZHANG Lei, CHENG Bangqin<sup>✉</sup>, JI Zhenwei

(Aeronautics Engineering College, Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China)

**Abstract:** Numerical simulation of stage 35 with bulk swirl is carried out using CFD technology for the convenience of analyzing the instability mechanism of transonic compressor. The key factors triggered instability of the compressor are discussed such as leakage vortex and radial vortex at different rotation speed and swirl distortion condition. The results show that positive bulk swirl restrains flow separation of suction side, the leakage vortex, volume of radial vortex of compressor are decreased in positive bulk swirl. The flow separation, radial and leakage vortex and blocking area are increased with low rotation speed in negative bulk swirl. At high rotation speed, negative bulk swirl has little influence about leakage vortex, but the volume of radial vortex is greatly increased to drive flow gathered on blade tip to cause large low speed area in the tail of suction side, causing the instability of compressor strictly.

**Key words:** swirl distortion; bulk swirl; leakage vortex; radial vortex; instability mechanism

目前,大多数战斗机都采用 S 弯进气道以获得良好的气动性能和隐身性,然而,S 弯进气道出口会

**收稿日期:** 2017-05-22

**基金项目:** 航空科学基金(20131096010)

**作者简介:** 张 磊(1994—),男,陕西宝鸡人,硕士生,主要从事推进系统气动热力学理论与工程研究. E-mail:15686057829@163.com

**通信作者:** 程邦勤(1972—),男,安徽怀宁人,副教授,主要从事推进系统气动热力学理论与工程研究. E-mail:afeu\_zl@163.com

**引用格式:** 张磊,程邦勤,纪振伟. 整体涡旋流畸变下的压气机失速机理分析 [J]. 空军工程大学学报(自然科学版), 2018, 19(1): 20-25.  
ZHANG Lei, CHENG Bangqin, JI Zhenwei. An Instability Mechanism Analysis with Compressor under Condition of Bulk Swirl Distortion [J]. Journal of Air Force Engineering University (Natural Science Edition), 2018, 19(1): 20-25.

产生旋流畸变,改变压气机进口流场品质,从而导致压气机失稳<sup>[1-3]</sup>。因此,研究压气机在旋流畸变条件下的失稳机制以及减少旋流畸变对压气机性能和稳定性的影响早已成为航空发动机领域的重点课题。

Bergner<sup>[4-5]</sup>对压气机流动失稳的征兆进行了研究。Hah 和 Schlechtriem 研究发现叶顶泄漏涡与通道激波耦合触发跨声速压气机失稳<sup>[6-7]</sup>。McDougall, Suder 和 Hah 等通过实验和 CFD 仿真发现,叶顶泄漏涡与通道激波干涉破碎引起叶顶通道堵塞是压气机失速的主要诱因<sup>[8-10]</sup>。Pearson 和 Mackenzie 利用平行压气机模型分析了进气畸变在压气机叶片周向的气流变化情况<sup>[11]</sup>。Yogi 利用了滑移网格和冻结转子法分析了整体涡、对涡旋流畸变对压气机性能的影响<sup>[12]</sup>。

以上研究得出了设计状态下压气机失速机制和旋流畸变对压气机性能和稳定性影响的一般性结论,但是均集中于分析压气机总体性能参数变化,忽略了旋流畸变条件下压气机失速机制的细致研究。压气机叶片通道内有高度复杂的内部旋涡结构,随着进气条件的改变,叶片之间的流场结构会有很大变化,因此导致压气机失稳的因素也不尽相同<sup>[13-14]</sup>。针对旋流畸变条件下失速机制的研究十分必要。

## 1 研究对象与数值方法验证

### 1.1 研究对象和数值方法

本文的研究对象选用 NASA Stage35 单级跨音速压气机,这一压气机的性能参数和几何结构在现代跨音速压气机中具有代表性,同时该压气机无进口导流叶片,能使转子充分暴露在旋流条件中,有利于研究旋流对叶片性能的影响,并且该压气机能够获得大量的实验数据<sup>[15]</sup>,压气机几何参数为:转子叶片数 36;静子叶片数 46;进口轮毂比 0.7;转子展弦比 1.19;静子展弦比 1.26;转子叶顶稠度 1.3;静子叶顶稠度 1.3;叶顶间隙 0.408 mm。

压气机整级网格及拓扑结构见图 1,单通道网格选用 O4H 型结构。 $Y^+$  值为 1.2,近壁面第一层网格厚度为  $3 \times 10^{-6}$  m,经过第一次计算后表明所选  $Y^+$  值与第一层网格厚度合适。



图 1 计算域网格划分

Fig. 1 Computation grid configuration

本文利用商业软件 NUMECA 软件进行计算,采用质量流量、静压、气流角作为进口边界条件,出口采用平均静压,壁面采用绝热无滑移边界条件。

计算采用 SA 湍流模型,因为本文所选用的跨声速轴流压气机为高雷诺数模型,SA 湍流模型在保证精度的同时计算量小且收敛速度较快。根据给出的实验报告中数据,首先设置相应的边界条件以计算近堵塞点,然后基于该点逐步增加出口静压值,使工作点向喘振边界移动,直至到达近失速点,继续增加出口静压会导致计算结果不收敛,通过这种方法可以确定整个压气机级的工作特性线。

### 1.2 数值方法验证

为了验证数值仿真的精确性,采用上述数值模拟方法,计算了无畸变条件下 100%、90% 和 70% 设计转速时 Stage 35 的特性,图 2 给出了计算所得总体性能参数与试验数据的对比。从图 2 中可得,计算所得压比与实验数据相比误差均小于 2%,效率的误差小于 3%,其原因可能是因为在仿真过程中判断压气机是否失速还不够精确,此条件下的实际工作过程中并不一定失速,因此会导致个别参数误差稍大,但从整体趋势来看,误差也在 3% 左右,因此仿真可行。

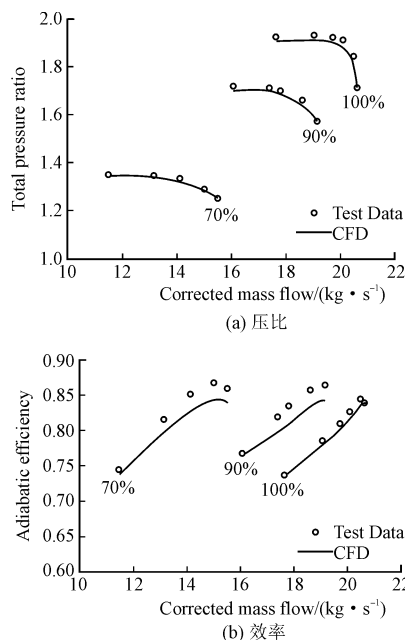


图 2 压气机特性 CFD 计算结果与实验数据对比

Fig. 2 Comparison of Stage 35 overall characteristics by CFD and test data

## 2 仿真结果分析

本文主要针对叶顶泄漏涡和径向涡进行研究,为

了清晰地表明在不同转速下,旋流方向对上述2种失稳因素的影响,本文对70%和90%换算转速下,无旋流、20°正向旋流(记为P20,下同)和20°反向旋流(记为N20)工况下近失速点转子流动状态进行分析。

## 2.1 换算转速70%

### 2.1.1 无旋流

为了清晰对比不同旋流方向下叶片间的流场结构,首先给出了70%换算转速无畸变条件下,近失速边界点99%叶高处的叶顶流场结构和吸力面极限流谱与径向涡流谱。

通过图3(a)叶顶相对马赫数云图可以看出近失速点时,叶片前缘产生强度较弱、宽度较大的激波。在99%叶高截面处的压力面前部存在明显的低速区,图3(b)分析发现,该低速区主要是由通道激波前的螺旋状泄漏涡与激波发生干涉作用后失稳破碎形成的,而激波作用点后的叶顶泄漏直接掺混入主流,没有卷入泄漏涡。根据图3(c)吸力面极限流谱和径向涡流谱可以看出,分离线之前的近壁面流动能够较好地吸附到吸力面上,而在分离线之后,分离区内气流产生了径向流动。激波与附面层在分离线后相互干涉引起吸力面径向涡,位置基本存在于附面层当中,径向涡由叶根向叶顶发展且直径逐渐变大,叶顶附近的径向涡被叶顶后段的泄漏气流吹除并汇入主流,近壁面气流经过分离线后被径向涡吸卷向叶顶发展并产生流动损失。

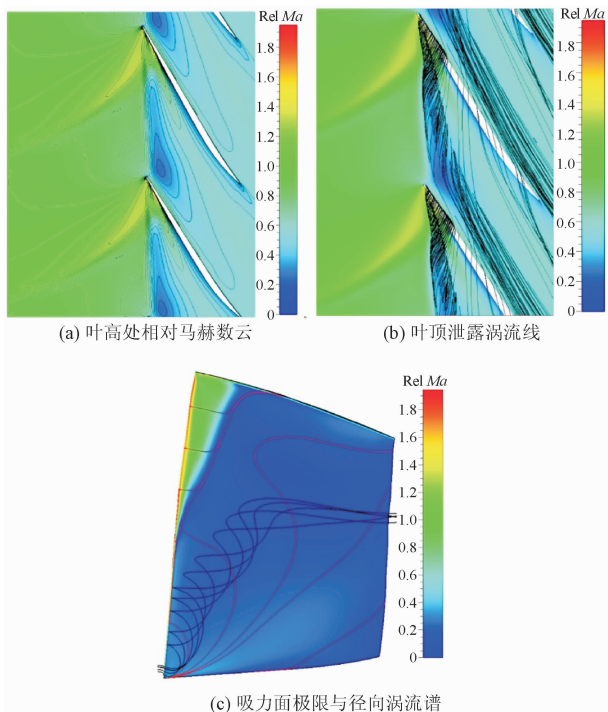


图3 无旋流70%换算转速

Fig. 3 Uniform intake condition at 70% rotational speed

### 2.1.2 P20 工况

P20旋流,70%换算转速下近失速边界点叶顶流场见图4(a)。经过与无畸变条件对比可知,在P20工况下,通道激波前移且宽度增大,激波强度减弱。叶顶压力面前部的低速区面积显著减小。图5给出了近失速点,P20与无旋流工况下99%叶高处的静压分布对比图,吸力面与压力面的静压差值反映了叶片的负荷大小。从图中可以看到,经过通道激波后,吸力面出现压力跃升。叶片前段的压差明显大于后段,所以叶顶泄漏区主要出现在前缘至激波作用点这一段。而同向整体涡使通道激波前移,主要泄漏区减小,叶尖两端压力差减小。所以,在同向整体涡作用下,叶片负荷减小,做功能力减弱,主要泄漏范围减小,从而使叶顶泄漏涡减弱,叶顶通道堵塞程度减小。

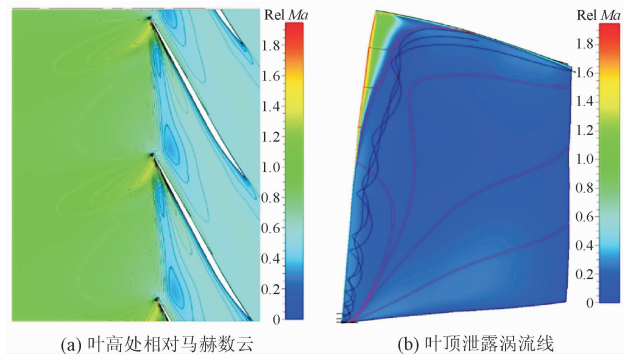


图4 P20 工况70%换算转速

Fig. 4 P20 at 70% rotational speed

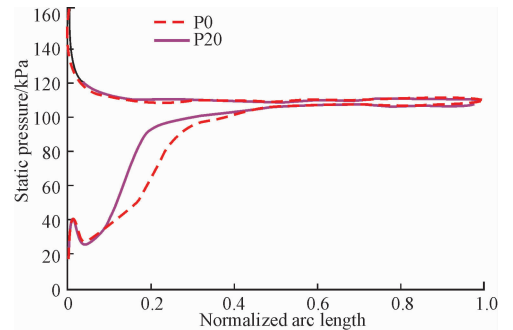


图5 P20 工况70%换算转速99%叶高处静压分布

Fig. 5 Static pressure distribution of 99% span on P20 at 70% rotation speed

P20 工况下近失速点吸力面极限流谱和径向涡流谱见图4(b),同向整体涡使激波与附面层作用点前移,导致叶背气流分离线前移。由于通道激波强度减小,激波与附面层干涉作用减弱,并且同向整体涡使动叶进口气流冲角减小,从而减小了叶片流动偏离设计状态程度,进而使叶背气流分离程度减弱,径向涡尺寸明显减小,有效抑制了流动损失。

### 2.1.3 N20 工况

当处于N20旋流条件时,近失速工况下叶顶99%叶高截面的相对马赫数分布见图6(a)。

相比于无畸变条件, N20 工况下, 通道激波强度增大, 宽度减小且与吸力面作用位置后移。压力面前部的低速区面积明显增大。图 7 给出了 N20 与无旋流工况下 99% 叶高处的静压分布于近失速点的对比图。由图可见, 反向整体涡使激波作用点后移, 吸力面压力跃升位置后移, 主要泄漏范围增大, 叶片气动负荷增大, 叶尖两面压差增大, 从而使泄漏涡增强, 叶顶堵塞程度增大。

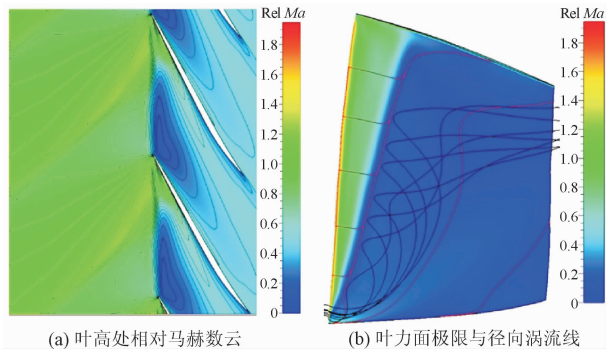


图 6 N20 工况 70% 换算转速  
Fig. 6 N20 at 70% rotational speed

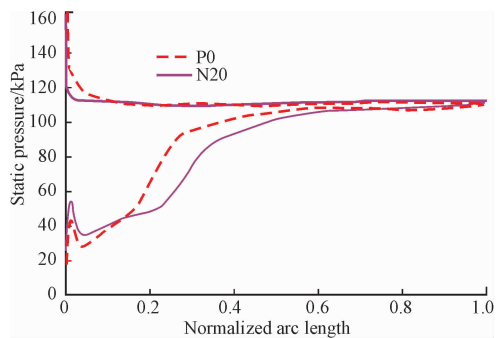


图 7 N20 工况 70% 换算转速 99% 叶高处静压分布  
Fig. 7 Static pressure distribution of 99% span on N20 at 70% rotation speed

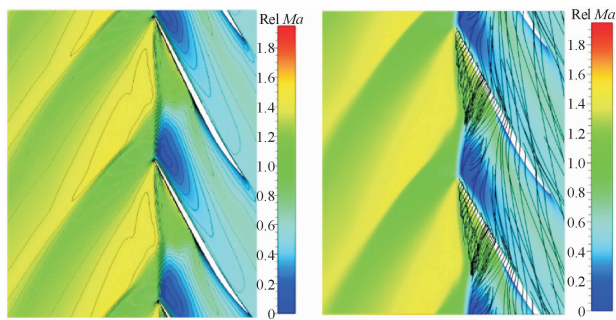
N20 工况下近失速点吸力面极限流谱和径向涡流谱见图 6(b)。在反向整体涡作用下, 叶背气流分离线后移, 并且反向整体涡使进口气流攻角显著增大, 使叶片严重偏离设计状态, 从而引起吸力面分离程度增大, 使得径向涡直径和体积增大, 进而增大了流动损失。

## 2.2 换算转速 90%

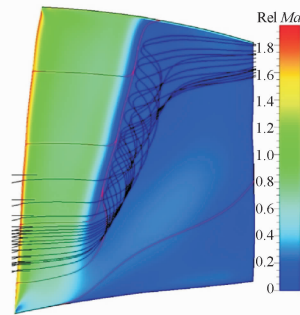
### 2.2.1 无旋流

图 8(a) 给出了 90% 换算转速, 无畸变条件下近失速工况下的叶顶流场特征, 此时, 压力面前部仍然存在由叶顶泄漏涡造成的低速区。如图 8(b) 所示, 与 70% 换算转速一致, 吸力面前部的低速区主要是由通道激波前的叶顶泄漏涡失稳破碎形成的。

吸力面极限流谱和径向涡流谱见图 8(c), 可以看出, 分离线之后的径向涡由叶片底部向叶顶发展, 且径向涡的直径逐渐变大。



(a) 叶高处相对马赫数云 (b) 叶顶泄露涡流谱



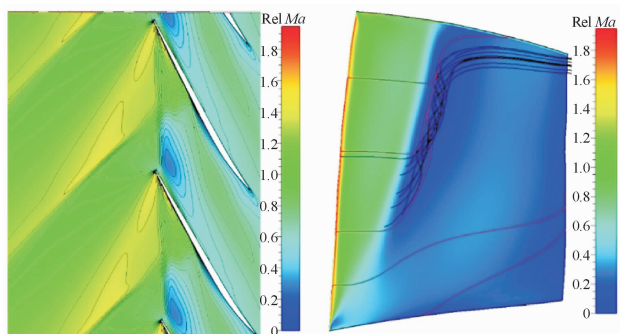
(c) 吸力面极限与径向涡流谱

图 8 无旋流 90% 换算转速

Fig. 8 Uniform intake condition at 90% rotational speed

### 2.2.2 P20 正向旋流

在 90% 换算转速下, 当处于 P20 旋流畸变条件时, 近失速点叶顶流场见图 9(a)。与该转速下无畸变条件相比, 通道激波前移, 强度减小。此时, 99% 叶高处叶片两面静压分布见图 10。P20 条件下, 吸力面压力跃升点前移, 主要泄漏区范围减小, 叶片两面压力差减小, 从而导致泄漏涡减弱, 压力面前部的低速区面积减小, 叶顶通道堵塞减小。



(a) 叶高处相对马赫数云 (b) 吸力面极限与径向涡流谱

图 9 P20 工况 90% 换算转速

Fig. 9 P20 at 90% rotational speed

此工况下, 吸力面极限流谱和径向涡流谱见图 9(b)。与无畸变条件相比, 叶背气流分离线前移, 径向涡作用范围减小, 仅覆盖叶背上半部分, 且直径明显减小, 有效抑制了流动损失。

### 2.2.3 N20 反向旋流

90% 换算转速, N20 条件下近失速点叶顶流场见图 11(a)。与无旋流工况时相比, 叶顶泄漏涡造

成的压力面前部的低速区面积变化不大。如图 12 所示,此时叶顶吸力面压力跃升点位置基本不变,反向整体涡对激波前的主要泄漏区内叶片两面压力差影响很小,而激波作用点后的叶顶泄漏直接掺混入主流,没有卷入泄漏涡,所以此工况下的泄漏涡及其造成的低速区面积相比于无旋流时变化很小。

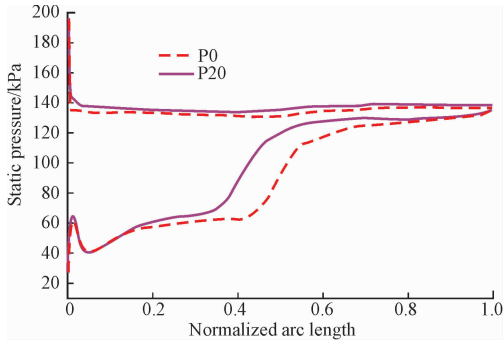


图 10 P20 工况 90%换算转速 99%叶高处静压分布  
Fig. 10 Static pressure distribution of 99% span on P20 at 90% rotation speed

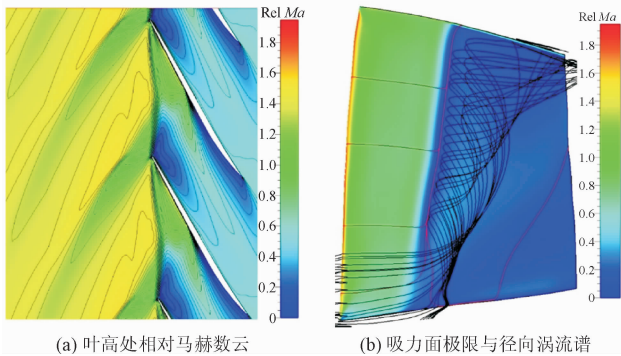


图 11 N20 工况 90%换算转速  
Fig. 11 N20 at 90% rotational speed

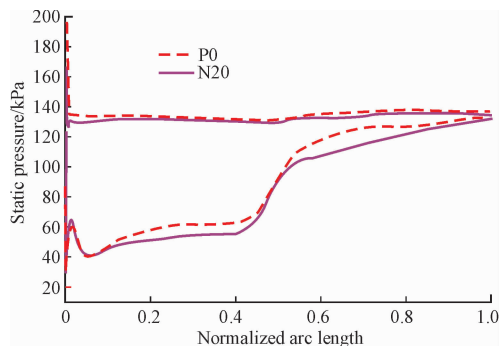


图 12 N20 工况 90%换算转速 99%叶高处静压分布  
Fig. 12 Static pressure distribution of 99% span on N20 at 90% rotation speed

但是,可以观察到此时吸力面尾部出现面积较大的低速区。分析可知,此低速区的形成与叶片尾部气流分离和径向涡在叶顶的堆积有关。吸力面极限流谱和径向涡流谱见图 11(b)。此时叶背径向涡覆盖了整个叶高,其作用范围和尺寸明显增大。分

离线后的近壁面气流被径向涡卷起在叶顶聚集,与叶片尾部气流分离共同形成吸力面尾部的低速区,此时叶顶通道形成两个大面积的低速区,使叶顶堵塞程度大大增强,进而导致压气机失稳。

### 3 结论

通过仿真分析,可以得出以下结论:

1) 同向整体涡作用下,叶顶泄漏涡减弱,泄漏涡造成的压力面前部低速区面积减小,叶顶堵塞程度减小。叶背气流分离线前移,径向涡尺寸和作用范围减小,有效减小了流动损失,增大了压气机稳定裕度。

2) 低转速下,反向整体涡使叶顶泄漏涡显著增强,其形成的压力面前部的低速区面积增大,堵塞程度增大。叶背气流分离线后移,径向涡尺寸和作用范围增大,导致流动损失增大,压气机稳定裕度减小。

3) 高转速下,反向整体涡对叶顶泄漏涡影响很小,压力面前部低速区面积基本不变。但叶背气流分离程度大大增强,径向涡尺寸和作用范围显著增大并卷起气流在叶顶堆积,形成大面积的吸力面尾部低速区,增强了叶顶堵塞程度和流动损失,更容易导致压气机失稳。

### 参考文献(References):

- [1] XU D, SUN D K, LI F Y. Effect of Inlet Distortion on Compressor Stability with Stall Precursor-Suppressed Casing Treatment [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2014, 136(11): 111101-1-15.
- [2] BEALWD K, CRAMER K B, KING P S. Development of Improved Methods for Simulating Aircraft Inlet Distortion in Turbine Engine Ground Tests [R]. AIAA 2002-3045.
- [3] CHETAN M, PRADEEPA M. Influence of Circumferential Inflow Distortion on the Performance of a Low Speed High Aspect Ratio Contra Rotating Axial Fan [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2014, 136(7): 071009-1-11.
- [4] BERGNER J, HENNECKE D K. Experimental Study of Stall Inception of A Single Stage Transonic Compressor [R]. ISABE 2003-1081.
- [5] BERGNER J, KINZEL M, SCHIFFER H, et al. Short Length Scale Rotating Stall Inception in a Transonic Axial Compressor Experimental Investigation [R]. ASME 2006-GT-90209.
- [6] HAH C, WENNERSTROM A J. Three Dimensional Flow Fields Inside a Transonic Compressor with Swept Blades [R]. ASME 90-GT-359.

- [7] SCHLECHTRIEM W E, LOTZERICH M. Break-down of TipLeakage Vortices in Compressors at Flow Conditions Close to Stall [R]. ASME 97-GT-41.
- [8] MCDUGALL M, CUMPSTY N A, HYNES T P. Stall Inception in Axial Compressor [J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112: 116-125.
- [9] SUDER K L, CELESTINA M L. Experiment and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow in a Transonic Axial Compressor Rotor [J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118: 218-229.
- [10] HAH C, RABE D C. Role of Tip Clearance Flows on Flow Instability in Axial Flow Compressors [R]. IS-ABE 2001-1223
- [11] SHEORAN Y, BRUCEB P, KRISHNAN M. Advancements in the Design of an Adaptable Swirl Distortion Generator for Testing Gas Turbine Engines [R]. ASME GT 2009-59146.
- [12] MILT D, DAVE B, SHEORAN Y. Integrated Test and Evaluation Techniques as Applied to an Inlet Swirl Investigation Using the F109 Gas Turbine Engine [R]. ASME 2008-GT-50074.
- [13] 胡加国, 王如根. 非设计条件下跨声速压气机失速机制分析 [J]. 推进技术, 2016, 37(8): 1490-1499.  
HU J G, WANG R G. Instability Mechanism Analysis with Transonic Compressor at Off-Design Work Conditions [J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(8): 1490-1499. (in Chinese)
- [14] 张华良, 王松涛, 王仲奇. 叶片弯曲对大转折压气机叶栅内分离结构的影响 [J]. 推进技术, 2007, 28(2): 36-40.  
ZHANG H L, WANG S T, WANG Z Q. Effect of Blades on the Separation Structures in High-Turning Compressor Cascades [J]. Journal of Propulsion Technology, 2007, 28(2): 36-40. (in Chinese).
- [15] LONNIE R, ROYCE D M. Performance of Single-Stage Axial-Flow Transonic Compressor with Rotor and Stator Aspect Ratios of 1.19 and 1.26 Respectively and With Design Pressure Ratio of 1.82 [R]. NASA Technical Paper 1338, 1978.

(编辑: 姚树峰)