

基于 SPOD 方法的压气机转子叶顶区域 非定常流动分析

蒋会明¹, 潘鸿海¹, 闫 寒², 袁 静¹

(1. 上海理工大学 机械工程学院, 上海 200093; 2. 上海宇航系统工程研究所, 上海 201109)

摘 要: 为了研究叶顶区域非定常流动特性, 对跨声速轴流压气机转子 NASA Rotor37 在多工况下进行了三维非定常数值模拟, 采用谱本征正交分解 (Spectral Proper Orthogonal Decomposition, SPOD) 方法从叶顶区域流场中提取出时空耦合的单频相干结构进行分析。研究结果表明: 相比于常规分析方法, SPOD 方法能够高效地从非定常流场中识别出流动特征, 有助于揭示叶顶区域流动规律; 在“小流量”工况下叶顶区域流动呈现出强的非定常性, 且随着质量流率的减小叶顶区域非定常流动增强、波动范围增加、波动频率呈现出“阶跃式”下降; 造成叶顶区域流场非定常周期性波动的主要原因是叶顶间隙泄漏涡破碎区的扰动以及叶顶间隙泄漏涡破碎后与主流相互作用所形成的叶尖二次涡的波动。

关 键 词: 跨声速轴流压气机; 谱本征正交分解 (SPOD); 叶顶间隙泄漏涡; 非定常流动; 模态分析

中图分类号: V231.3 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2023.08.005

[引用本文格式] 蒋会明, 潘鸿海, 闫 寒, 等. 基于 SPOD 方法的压气机转子叶顶区域非定常流动分析[J]. 热能动力工程, 2023, 38(8): 34-43. JIANG Hui-ming, PAN Hong-hai, YAN Han, et al. Analysis of unsteady flow in tip region of compressor rotor based on SPOD method [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(8): 34-43.

Analysis of Unsteady Flow in Tip Region of Compressor Rotor based on SPOD Method

JIANG Hui-ming¹, PAN Hong-hai¹, YAN Han², YUAN Jing¹

(1. School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093;
2. Aerospace System Engineering Shanghai, Shanghai, China, Post Code: 201109)

Abstract: In order to study the unsteady flow characteristics in tip region, a three-dimensional unsteady numerical simulation of a transonic axial compressor NASA Rotor37 under multiple operating conditions was carried out. Spectral proper orthogonal decomposition (SPOD) method was used to extract the spatio-temporally coupled single-frequency coherent structure from the flow field in tip region for analysis. The research results show that compared with the conventional analysis method, SPOD method can quickly identify the flow characteristics from the unsteady flow field, which is helpful to reveal the flow law in tip region; under the "low mass flow" condition, the flow in tip region shows a strong unsteadiness, with the decrease of mass flow rate, the unsteady flow in the tip region increases, the fluctuation range increases, and the fluctuation frequency shows a "step-like" decrease; the main reason for the unsteady periodic fluctuation of the flow field in tip region is the disturbance of tip clearance leakage vortex breakage area and the fluctuation of tip secondary vortex formed by the interaction between the breakage of tip clearance leakage vortex and the main flow.

收稿日期: 2022-07-28; 修订日期: 2022-09-01

基金项目: 国家自然科学基金 (52005335, 11902192, 51975377)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (52005335, 11902192, 51975377)

作者简介: 蒋会明 (1988-), 女, 上海理工大学副教授。

Key words: transonic axial compressor, spectral proper orthogonal decomposition (SPOD), tip clearance leakage vortex, unsteady flow, modal analysis

引言

叶顶间隙的存在使压气机转子叶顶区域出现间隙泄漏流等复杂流动,对压气机转子内部流场非定常扰动的产生有着重要影响。而叶顶区域流动的非定常特性是影响压气机转子失速^[1]的主要因素。因此,深入理解压气机转子叶顶区域流动现象、揭示压气机转子叶顶区域的非定常流动机理对于提高压气机整体性能具有重要意义。

研究压气机转子内气体流动特性的方法主要分为实验方法和数值方法。其中,数值分析方法因成本低且能够得到较为全面的流场结构而被广泛采用。Du 等人^[2]采用数值方法研究了跨声速轴流压气机转子叶顶区域的流动结构,研究结果表明,叶尖泄漏流的第2部分对相邻叶片压力面侧的冲击所产生的自感不稳定是导致非定常流动的原因。Wu 等人^[3]对 Rotor35 进行了多通道非定常 RANS 模拟,发现当质量流率降低到临界值以下时,转子通道中的流场从稳态过渡到非稳态,而发生非定常流动的根源在于涡破裂引起的涡量变化重新分布于相邻叶片压力面侧。Chen 等人^[4]对高速轴流压气机进行了全环 URANS 模拟,揭示了旋转不稳定发展过程。卢波等人^[5]对某跨声速压气机转子进行了非定常数值模拟,结果表明,激波加剧了叶尖流场的非定常效应,使得激波后的泄漏涡出现明显摆动。吴艳辉等人^[6]对跨声速轴流压气机转子进行了多通道全三维数值模拟,研究结果表明,在近失速工况下非定常扰动的诱发源位于通道的近叶顶区,而叶尖二次涡是影响转子流动稳定性的主要因素之一。

大规模的非定常数值模拟能够得到大量复杂、精细的流场结构,如何从复杂而庞大的数据中识别出关键的流动信息则至关重要。为了能够更高效地识别出流场信息、更深入地理解湍流结构中相干结构的物理信息,研究人员在数据降维技术的基础上发展出了模态分解方法。目前,应用较为广泛的模态分析方法有本征正交分解(Proper Orthogonal Decomposition, POD)方法^[7]和动态模态分解(Dynamic

Mode Decomposition, DMD)方法^[8]等。傅钰等人^[9]采用 POD 方法对跨声速轴流压气机转子进行分析,发现叶顶间隙流场呈现出非定常流动,主导频率为叶顶泄漏涡频率。李康迪等人^[10]采用 DMD 方法分析转子的非定常流场,发现随着背压上升,相邻两叶片通道内高压低速流体团位置逐渐向叶片前缘移动。An 等人^[11]采用 DMD 方法研究了压气机叶栅流动的非定常性,捕捉到了各种不规则涡流和混沌运动中的主导流动结构。POD 和 DMD 方法能够从复杂的压气机流场数据中提取关键流动特征,有助于理解压气机内部流场特性。然而,POD 方法按模态能级排序提取湍流中的相干结构,对模态没有时间尺度上的限制,因而无法获得单一频率的流动结构,使所获得的相干结构可能发生在不同的时间尺度上;DMD 方法虽然分解后可得到单一频率和增长/衰减的模态,但缺少通用的模态排序标准,使得主导模态难以确定。

针对这一问题,Sieber 等人^[12]提出了谱本征正交分解(Spectral Proper Orthogonal Decomposition, SPOD)方法,该方法结合了 POD 与 DMD 方法的优点,能够按照能级对分解出的模态进行排序,且每个模态都有单一频率。因此,该方法近年来被应用于射流^[13]、管道流^[14]及封闭振动柱型绕流^[15]等湍流流动分析。在压气机的流场流动问题分析中,He 等人^[16]运用 SPOD 方法对压气机叶尖泄漏流进行了分析,结果表明,该方法能够识别压气机近叶尖通道所划分的4个区域,并为压气机叶尖泄漏流动的气动/气动弹性效应、湍流模拟和降阶模拟提供了有价值的参考。胡佳伟等人^[17]分别采用3种模态分解方法对叶栅非定常分离流动进行了对比研究,研究结果表明,SPOD 方法在捕获流动中的相干结构方面优于另外两种方法。

压气机转子叶顶区域的流动是典型的复杂湍流问题,且流场特征频率既与转子转速有关,又与叶尖附近涡的脱落和破碎有关。因此,基于 SPOD 的模态分析方法非常适用于压气机转子叶顶区域的流场分析。然而,目前采用 SPOD 方法研究叶顶区域流动的工作较少,因此本文采用 SPOD 方法研

究跨声速压气机转子叶顶区域非定常流动特征以及流场中非定常扰动的发展规律,确定叶顶区域流场非定常波动的主导模态,厘清叶顶区域非定常扰动的产生机理,以期为改善压气机工作性能提供理论参考。

1 研究对象和数值计算

1.1 研究对象

以跨声速轴流压气机转子 NASA Rotor37 为研究对象^[18]。Rotor37 最初设计为低展弦比、高增压比的压气机入口转子,于 1978 年在 NASA Lewis 研究中心进行测试。该转子的子午面视图如图 1 所示,其基本几何参数与气动参数见表 1。

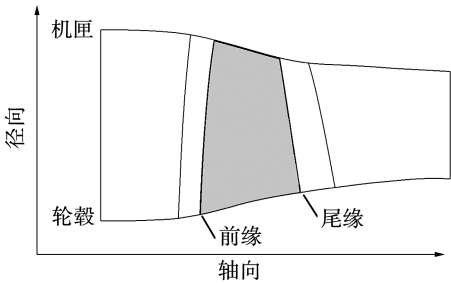


图 1 Rotor37 子午面视图
Fig.1 Meridian view of Rotor37

表 1 Rotor37 基本几何参数及气动参数

Tab.1 Basic geometric parameters and aerodynamic parameters of Rotor37

参 数	数 值
转子叶片数	36
进口轮毂比	0.7
叶顶间隙/mm	0.356
设计转速/ $r \cdot \min^{-1}$	17 188
设计流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	20.19
设计总压比	2.106
设计等熵效率	0.889
叶尖速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	454.14

1.2 数值计算

采用 TurboGrid 软件进行单流道结构化网格划分,图 2 所示为单流道网格示意图。采用 H-O-H 型网格拓扑结构,叶片表面采用 O 型网格,进出口

区采用 H 型网格,在叶顶间隙处沿径向给定 23 个网格节点,边界层第 1 层网格无量纲化高度 $y^+ = 2.05$ 。图 3 给出了 5 种网格下的等熵效率,总网格数为 76.8 万时满足网格无关性要求。

采用 ANSYS CFX 软件进行三维雷诺时均 Navier-Stokes(N-S)方程计算,选用 $k-\varepsilon$ 湍流模型对 Rotor37 进行单流道定常和非定常计算。为了准确模拟压气机转子流场特性,采用高阶差分方法对空间离散,采用隐式的二阶后向欧拉方法对时间离散。数值计算时给定边界条件:参考压力为 0 Pa,入口总压为 101 325 Pa,总温为 288.2 K,计算域周向两侧均为旋转周期边界,壁面采用绝热、无滑移条件,流道气体为理想空气,考虑其黏性。将定常计算结果作为非定常计算的初始条件,在一个转子通过时间内设定 30 个物理时间步,每一个物理时间步下的虚拟时间步为 20 步。

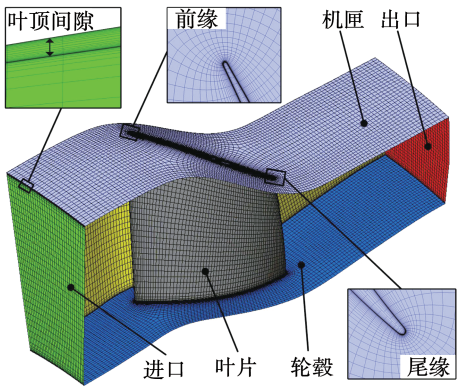


图 2 Rotor37 单流道网格划分
Fig.2 Single flow channel meshing of Rotor37

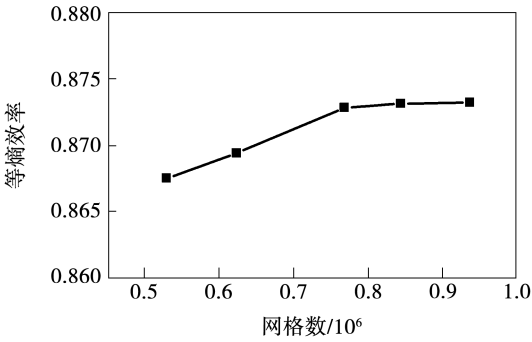


图 3 网格无关性验证
Fig.3 Mesh independence verification

压气机转子性能对比如图 4 所示。通过逐渐增

大转子出口背压的方法,使压气机逐渐逼近失速工况。其中,为了揭示流场中非定常扰动的发展规律,选取 6 种工况对其进行非定常数值计算,可认为 W1 ~ W3、NS(近失速)是“小流量”工况,NB 至 U 为“大流量”工况,NB 为近堵塞工况。从图 4 中数值计算结果与实验结果^[18]对比可以看出,虽然数值计算与实验测量存在一定偏差,但在整个工况计算中,特性曲线的趋势性较为一致,出现偏差的主要原因在于不同工况下的进口压力都采用相同的平均静压,而实际测量过程中进口边界的压力与质量流量之间也存在一定关系。另外,实际模型与分析模型也存在微小差距,以及测量设备、数值误差等均会导致偏差的存在。类似的结果也出现在文献[10]和文献[19]中。

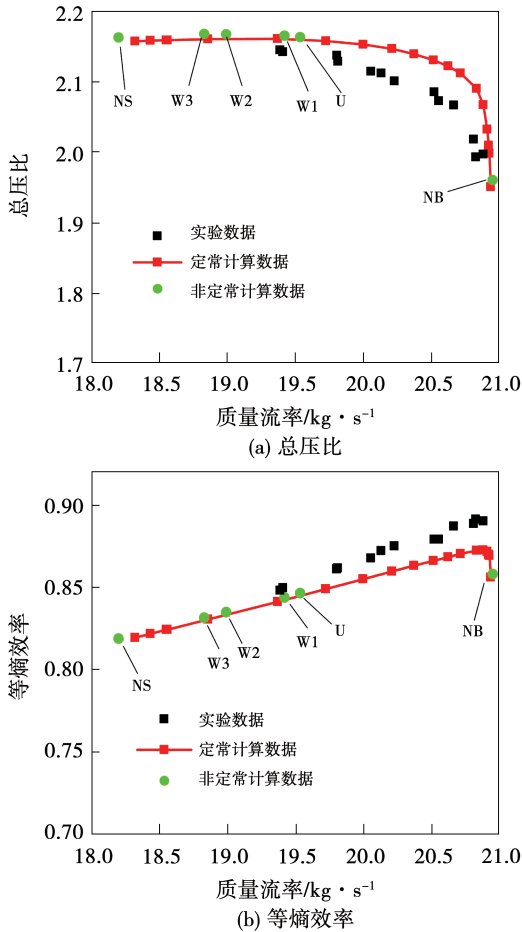


图 4 压气机转子性能对比

Fig. 4 Comparison of compressor rotor performance

为了进一步验证数值模拟结果的准确性,对比了数值计算和实验测量在质量流量为 98% 堵塞流率时^[20]沿叶高方向的总压比和等熵效率,结果如图

5 所示。由图 5 中可看出,数值结果与实验结果吻合较好,说明了数值计算结果的准确性。

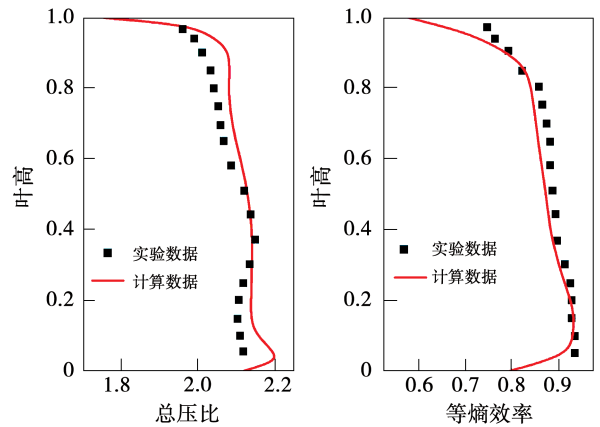


图 5 质量流量为 98% 堵塞流率下的总压比与等熵效率

Fig. 5 Total pressure ratio and isentropic efficiency at 98 % blocked flow rate

2 SPOD 方法

SPOD 方法^[13]能够确定每个频率下按能级排序且相互正交的模式。该方法首先将时空数据整合为一个矩阵,选取空间上某一随时间变化的参数 ξ (压力,马赫数等),每个时刻上所拥有的空间参数信息称之为一个快照,取等时间间隔 $\Delta t, t_{k+1} = t_k + \Delta t$,组成 M 个时刻的时空矩阵:

$$\mathbf{Q} = [q_1, q_2, \dots, q_k, \dots, q_M] \in R^{N \times M} \quad (1)$$

式中:快照向量 $q_k \in \mathbf{Q}$ —空间域 Ω 中的一组离散点上 $q(\xi, t)$ 在时间 t_k 的瞬时状态, q_k 的总长度 N 为网格点数量与所关注参数数量的乘积。

应用韦尔奇周期图方法^[21]将数据矩阵 $\mathbf{Q}$ 分割为 N_b 块,则第 n 个分块矩阵可表示为:

$$\mathbf{Q}^{(n)} = [q_1^{(n)}, q_2^{(n)}, \dots, q_k^{(n)}, \dots, q_{N_f}^{(n)}], 1 \leq n \leq N_b \quad (2)$$

其中: N_f 为每一分块矩阵的快照数。则第 n 块中的第 k 个快照向量 $q_k^{(n)}$ 为:

$$q_k^{(n)} = q_{k+(n-1)(N_f-N_0)}, 1 \leq k \leq N_f \quad (3)$$

式中: N_0 —两个连续相邻分块矩阵数据重叠的快照数量。

对划分好的每个块进行离散傅里叶变换,为了避免频谱泄漏,对每个分块矩阵进行加窗处理,并与相邻块重叠。相关处理后的第 n 个分块矩阵从时域转换到频域:

$$\hat{Q}^{(n)} = [\hat{q}_1^{(n)}, \hat{q}_2^{(n)}, \dots, \hat{q}_k^{(n)}, \dots, \hat{q}_{N_f}^{(n)}] \quad (4)$$

则,第 n 块中的第 k 个快照向量 $q_k^{(n)}$ 为:

$$\hat{q}_k^{(n)} = \frac{1}{\sqrt{N_f}} \sum_{j=1}^{N_f} w_j q_j^{(n)} e^{-i2\pi(k-1) \lfloor (j-1)/N_f \rfloor} \quad (5)$$

其中:权重 w_j 是窗函数的节点值,用来减少由于每个分块数据的非周期性而导致的谱泄漏。

进一步,频率 f_k 处的相关矩阵 A_{f_k} 定义为:

$$A_{f_k} = \frac{\Delta t}{s N_b} \sum_{n=1}^{N_b} \hat{q}_k^{(n)} (\hat{q}_k^{(n)})^T \quad (6)$$

其中: $s = \sum_{j=1}^{N_f} w_j^2$ 。

接下来,将各个块中对应的相同频率 f_k 的快照向量抽取到新的块中,重组为:

$$\hat{Q}_{f_k} = \sqrt{u} [\hat{q}_k^{(1)}, \hat{q}_k^{(2)}, \dots, \hat{q}_k^{(N_b)}] \in \mathbf{R}^{N \times N_b} \quad (7)$$

其中: $u = \Delta t / (s N_b)$ 。则重组后频率 f_k 处的相关矩阵 C_{f_k} 为:

$$C_{f_k} = \hat{Q}_{f_k} \hat{Q}_{f_k}^T \quad (8)$$

求解矩阵 C_{f_k} 特征值所对应的特征向量即为 SPOD 模态:

$$C_{f_k} \mathbf{W} \varphi_{f_k} = \varphi_{f_k} A_{f_k} \quad (9)$$

式中:正定 Hermitian 矩阵 $\mathbf{W} \in \mathbb{C}^{N \times N}$ 考虑了权重和离散网格上积分的数值求积; φ_{f_k} —特征值矩阵 A_{f_k} 所对应的特征向量矩阵。

实际中,分块矩阵的数量 N_b 通常远小于快照向量的长度 N 。为了提高计算速度,可将 $N \times N$ 矩阵转换为 $N_b \times N_b$ 的矩阵:

$$\hat{Q}_{f_k} \mathbf{W} \hat{Q}_{f_k} \bar{\boldsymbol{\theta}}_{f_k} = \bar{\boldsymbol{\theta}}_{f_k} \bar{A}_{f_k} \quad (10)$$

式中: $\bar{\boldsymbol{\theta}}_{f_k}$ —特征值矩阵 $\bar{A}_{f_k}$ 所对应的特征向量矩阵。

求解上式得到的非零特征值对应的特征向量可以精确地恢复成:

$$\tilde{\varphi}_{f_k} = \hat{Q}_{f_k} \bar{\boldsymbol{\theta}}_{f_k} \bar{A}_{f_k}^{-1/2} \quad (11)$$

根据特征值计算出的矩阵 $\tilde{\varphi}_{f_k}$ 可表示为第 k 个频率处的 SPOD 模态,这些模态根据其相应的特征值 $\bar{A}_{f_k}$ 大小进行排序,该特征值表征各阶模态的能量大小。

3 叶顶区域流场 SPOD 分析

3.1 叶顶区域流场基本特征

图 6 与图 7 给出了 NS 工况下叶顶区域流场基

本特征。图 6 中,叶顶间隙泄漏流以一定的攻角进入流道,并与主流卷吸形成间隙泄漏涡,如图中直线所示;还可观察到,叶片吸力面约 43% 弦长处延伸出一道脱体激波,如图中虚线所示;此外,叶片吸力面后半部分出现了边界层流动分离现象。为了进一步了解叶顶间隙泄漏涡与激波相互作用后的流动特征,图 7 给出了叶片前缘间隙泄漏流流线图及标准螺旋度分布云图。标准螺旋度定义为:

$$H_n = \frac{\boldsymbol{\xi} \cdot \boldsymbol{\omega}}{|\boldsymbol{\xi}| |\boldsymbol{\omega}|} \quad (12)$$

式中: $\boldsymbol{\xi}$ —绝对涡矢量; $\boldsymbol{\omega}$ —相对速度矢量。

由其定义可知 H_n 绝对值不超过 1。当 H_n 绝对值为 1 时表明涡周围流体缠绕涡核的程度越强,涡矢量方向与相对速度方向相同时 $H_n = 1$,相反则 $H_n = -1$ 。从图 7 中可以看出,叶顶间隙泄漏涡经过激波后,标准螺旋度由 1 突变为 -1,涡矢量不再沿原方向,间隙泄漏涡中心出现滞止,如图 7 中圆圈所示,即部分泄漏涡破碎^[22]。

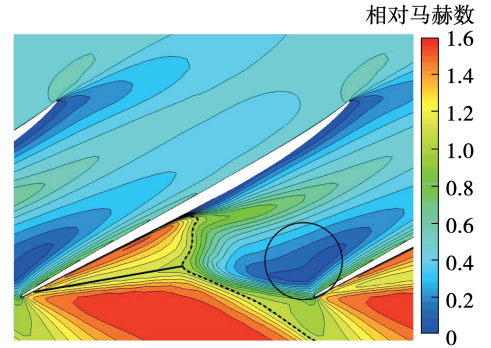


图 6 99% 叶高 S1 流面相对马赫数云图

Fig. 6 Relative Mach number contour on S1 stream surface at 99% span

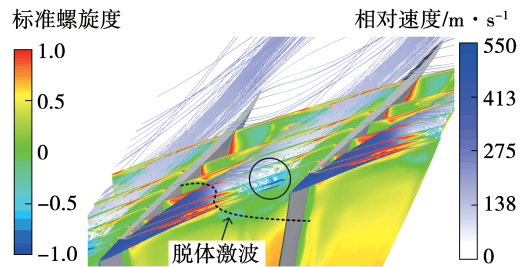


图 7 叶顶区域标准螺旋度分布及叶顶前缘流线

Fig. 7 Normalized helicity distribution and the streamlines of leading edge in the tip region

为了得到叶顶区域的非定常特征,根据叶顶区

域流场结构特征布置静压监测点,如图 8 所示。在 99% 叶高 S1 流面上,沿叶片压力面侧流向方向均匀布置 5 个监测点 P1 至 P5,沿叶顶间隙泄漏涡轨迹布置 6 个监测点 V1 至 V6,泄漏涡破碎区域及吸力面边界层流动分离区各 1 个监测点,分别为 B 与 S。

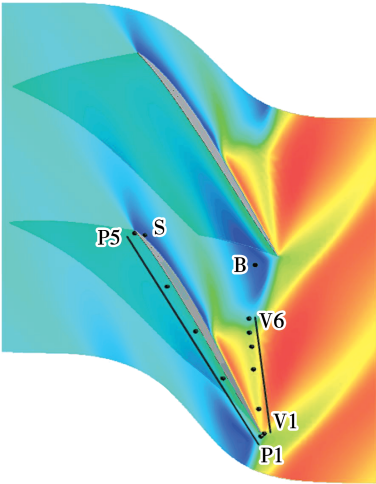


图 8 99%叶高 S1 流面静压监测点位置示意图
Fig.8 Schematic diagram of the location of static pressure monitoring points on S1 stream surface at 99% span

为了便于对比观察,只给出非定常计算工况下监测点 P1 静压时域信号,如图 9 所示。在 NB、U 两个工况下,整个非定常计算过程中,静压时域信号不随时间波动,在计算收敛后一直保持恒定,叶顶区域流场处于稳定状态;从工况点 W1 至 NS,静压随时间变换,表现出稳定的波动特性,波动幅值逐渐增加。

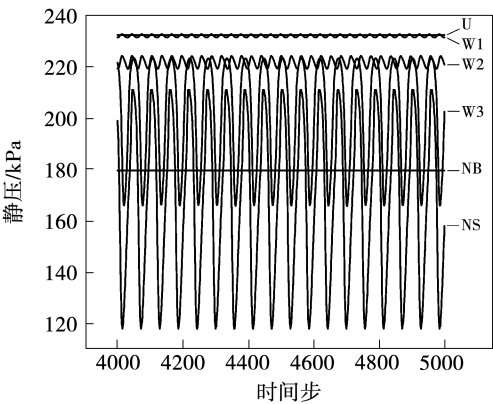


图 9 非定常计算工况下监测点 P1 静压时域信号
Fig.9 Static pressure time domain signals at monitoring point P1 under unsteady calculation conditions

3.2 近失速工况下 SPOD 分析

为了从湍流中提取出时空相干结构,首先以 NS 工况进行详细分析,揭示流场中非定常扰动产生的主要因素;然后对比不同工况流场的差异,研究非定常扰动的发展规律。选取 NS 工况下数值计算稳定后的结果数据对叶顶区域流场进行 SPOD 分析,以 99% 叶高 S1 流面的瞬时静压数据流场作为快照。设定 SPOD 方法中每一相邻快照块的重叠率为 50%^[13],总的快照数量为 2 000 个。图 10 为 SPOD 模态能量谱图,横轴为特征频率 f 与转子通过频率 BPF($\text{BPF} = 10312.8 \text{ Hz}$) 的比值,纵轴为模态能量 λ ,横纵坐标均以对数坐标形式来量化各模态的重要性。从图 10 中可以看出,第 1 阶模态包含了绝大部分能量且明显高于第 2 阶模态,表明第 1 阶模态的物理结构起着主导作用,称该现象为流动的低秩行为^[13]。

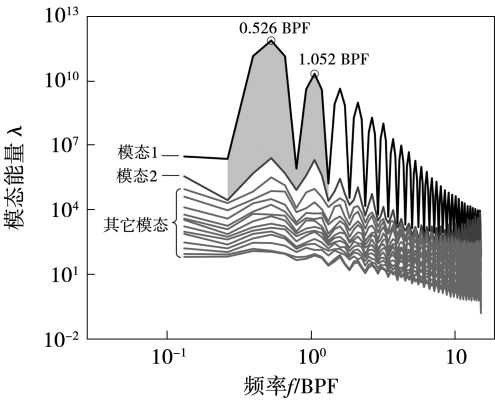


图 10 99%叶高 S1 流面 SPOD 模态能量谱图
Fig.10 SPOD modal energy spectrum on S1 stream surface at 99% span

图 11 给出了 NS 工况下各监测点经快速傅里叶变换后得到的压力脉动频谱图。从图 11 中可以看出,叶顶区域流场在流动过程中,非定常扰动频率约为 0.526 倍转子通过频率,其余均为其倍频,相同的结果也能在图 10 中观察到。说明 SPOD 方法能够准确地捕捉到叶顶区域流场非定常扰动频率。

根据叶顶区域流场非定常波动频率分析可知,其主导特征频率为 $f_1 = 0.526 \text{ BPF}$,及其二倍频 $f_2 = 1.052 \text{ BPF}$ 。图 10 中可以看出,由于高阶模态所包含的能量明显低于前两阶模态,因此只对这两处特征频率的前两阶模态进行分析。图 12 给出了由 SPOD 方法计算得出的单频模态云图,模态幅值均

进行归一化处理,图 12 中数值反映的是该频率模态在不同空间位置的脉动强度,零值为无脉动,负值表示为反方向脉动。图 11 特征频率为 f_1 时,图 12(a) 第 1 阶 SPOD 模态在叶顶区域主要流动特征表现为:(1) 根据激波处流动参数的梯度特性,可定性判断出激波位置(如图中虚线所示);(2) 激波后出现了高强度的扰动特征,且位于叶片前缘外,表明叶顶区域叶片前缘发生了“前缘溢流”,对主流流动产生阻碍作用;(3) 起始于叶片前缘附近的叶顶间隙泄漏流与主流卷吸形成泄漏涡(如图点划线所示),其与激波发生干涉后,泄漏涡破碎,产生扰动。涡破碎后与主流相互作用形成大尺度的扰动团沿流道呈正反交替分布,并沿着相邻叶片压力面一直延伸到叶片的尾缘附近,其扰动强度也随之降低。

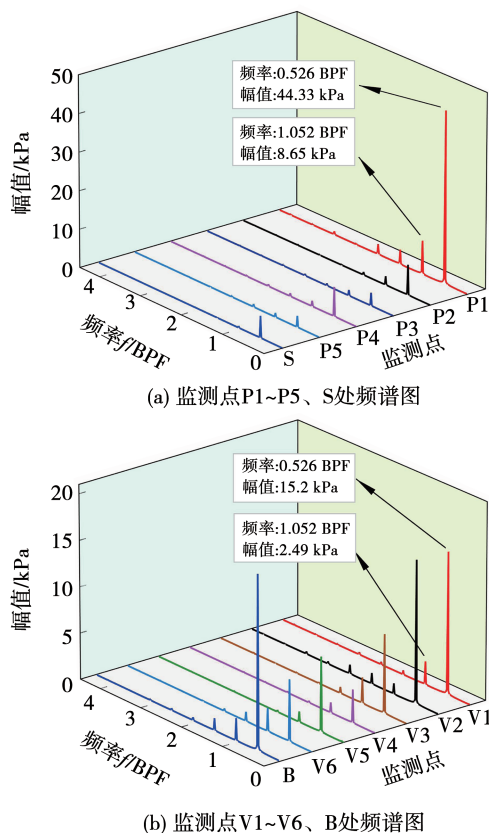


图 11 监测点处频谱图

Fig. 11 Spectrogram at monitoring points

图 12(b) 第 2 阶 SPOD 模态,流道内的扰动主要集中在流道上游部分,阻碍主流流动。特征频率为 f_2 时,图 12(c) 第 1 阶 SPOD 模态可看出,随频率的提高模态结构更细碎,小尺度扰动团在流道内沿下游发展过程中更容易被耗散,说明大尺度扰动团

沿流道向下游传播中存在倍频阶小尺度扰动,代表着高阶谐波;图 12(d) 第 2 阶 SPOD 模态与第 1 阶模态类似,不同的是,该模态下的小尺度的扰动团与第 1 阶模态下的扰动团存在相位差。

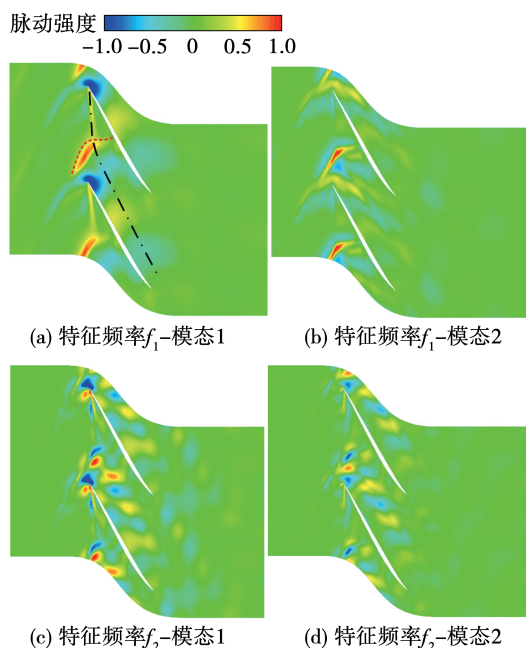


图 12 99% 叶高 S1 流面 SPOD 模态

Fig. 12 SPOD mode on S1 stream surface at 99% span

结合 SPOD 模态能量谱图,以及模态结构分析得知,主要的流动特征集中于主导频率下的第 1 阶模态(称为主导模态),说明了该模态下的流场特征在非定常流动中占主导地位,而所激发出的倍频模态及其它高阶模态上的结构则对主导模态结构起到补充及加强作用,使流场信息更接近实际。由主导模态可知,叶顶间隙泄漏涡破碎区的扰动、以及泄漏涡破碎后与主流相互作用所形成的大尺度扰动团波动是造成叶顶区域流场非定常周期性波动的主要原因。根据文献[23]可判断出大尺度扰动团是由于涡破碎后与主流相互作用所产生新的涡结构沿流道下游波动所致,由于该涡不同于叶尖泄漏涡的涡结构称其为叶尖二次涡。

结合瞬时流场分析方法(常规分析方法)来对比验证模态分析的结果。图 13 给出了一个波动周期时 $T = 1/f_1$ 内叶顶间隙区的瞬态流线图。从图 13 中观察到,叶顶流动结构随时间而变化。在 $\frac{1}{6}T$ 时刻,叶顶间隙泄漏涡经过激波后发生破碎,涡破碎后

靠近压力面一侧;在 $\frac{2}{6}T$ 时刻,受主流粘性剪切的影响,涡破碎区沿叶片压力面被拉长;在 $\frac{3}{6}T$ 时刻,涡破碎区产生周向摆动,导致其下半部分“拉伸”出 1 个相对较小的涡,称为叶尖二次涡^[23],此时涡破碎区与二次涡并未分离,两者一起波动;在 $\frac{4}{6}T \sim \frac{5}{6}T$ 时刻,叶尖二次涡沿压力面向流道下游波动,并观察到有流体绕过相邻叶片前缘汇入下一个叶栅通道内,与间隙流及主流卷吸形成叶顶间隙泄漏涡;到 T 时刻,二次涡几乎被耗散融于主流并流向下游,而涡破碎区向叶片压力面靠近,进入下一个波动周期。

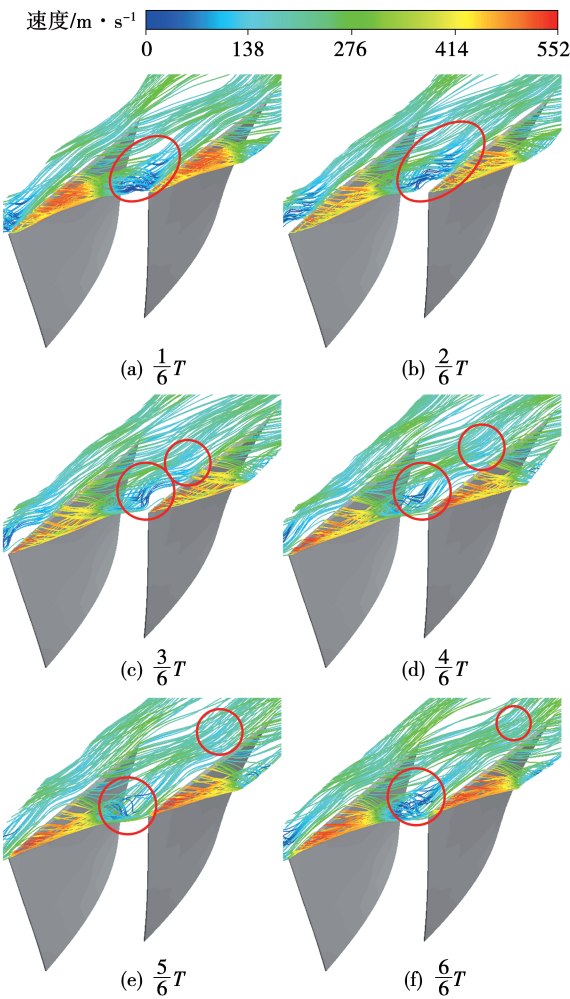


图 13 叶顶间隙区域流线图

Fig. 13 Streamline in tip clearance region

从这一波动周期上看,泄漏涡破碎后的扰动、以及涡破碎后与主流作用所形成的叶尖二次涡的波动是造成叶顶区域非定常周期性波动的主要原因。模

态分解方法与瞬时流场分析结果的一致性表明了 SPOD 方法的有效性和可靠性。此外,SPOD 方法不需要反复定位和绘制,同时也剔除了不必要的冗余信息,能够高效地从非定常流场中识别出流动特征,可更好地描述全局流场脉动特征。

3.3 “小流量”工况下 SPOD 分析

为了揭示流场中非定常扰动的发展规律,根据近失速工况分析可知,叶顶区域流动结构主要集中在非定常扰动频率下的第 1 阶 SPOD 模态上,因此只对主导模态进行分析。保持各工况下的 SPOD 方法设置与近失速工况下的设置一致。

图 14 给出了“小流量”工况下第 1 阶 SPOD 模态各特征频率下的能量占比 ER ,其定义为:

$$ER = \lambda_{ij} / \sum \lambda_{ij}, i = 1 \tag{13}$$

式中:模态能量 λ_{ij} 下标 i 为第 i 阶模态,下标 j 为各特征频率所处位置。

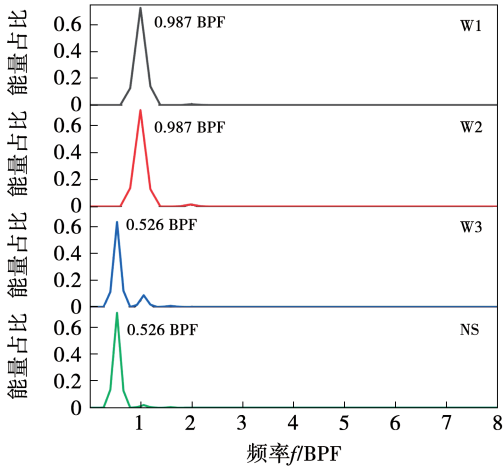


图 14 第 1 阶 SPOD 模态能量谱图

Fig. 14 The first-order SPOD modal energy spectrum

由图 14 可知,模态能量主要集中在非定常扰动频率上,且随着质量流率的降低,非定常扰动频率呈现出“阶跃式”下降,即在一定质量流率范围内,流动的扰动频率保持一致,而越过这一质量流率范围且减小至下一阶质量流率范围后,扰动频率减小且保持一致。

图 15 给出了各工况下 99% 叶高 S1 流面第 1 阶 SPOD 模态。由于 NB、U 工况点在整个非定常计算过程中,时域信号不随时间呈现出波动特性,故提取出来的模态也没有呈现出波动结构;在“小流量”工

况下,主导模态表现出与 NS 工况相似的流动结构,不同的是结构的尺度、强度和位置。具体表现为:随着质量流率的降低,叶尖泄漏涡轨迹越明显,流道中的扰动团从压力面侧逐渐向流道内发展,扰动尺度和强度也逐渐增大;流道内激波位置逐渐向流道上游移动,使得叶尖泄漏涡与激波的作用位置逐渐平行于叶片前缘。此外,当质量流率减小到 W3 工况

后,流道内扰动团的尺度增大约为前两个工况的两倍,这是因为叶尖二次涡强度增加导致非定常扰动尺度增加、波动频率减小;同时,激波与泄漏涡作用处的扰动团延伸出流道至叶片前缘处,说明叶顶区域叶片前缘发生“前缘溢流”,是突尖型失速先兆之一^[1],进一步加剧对主流流动的阻碍。

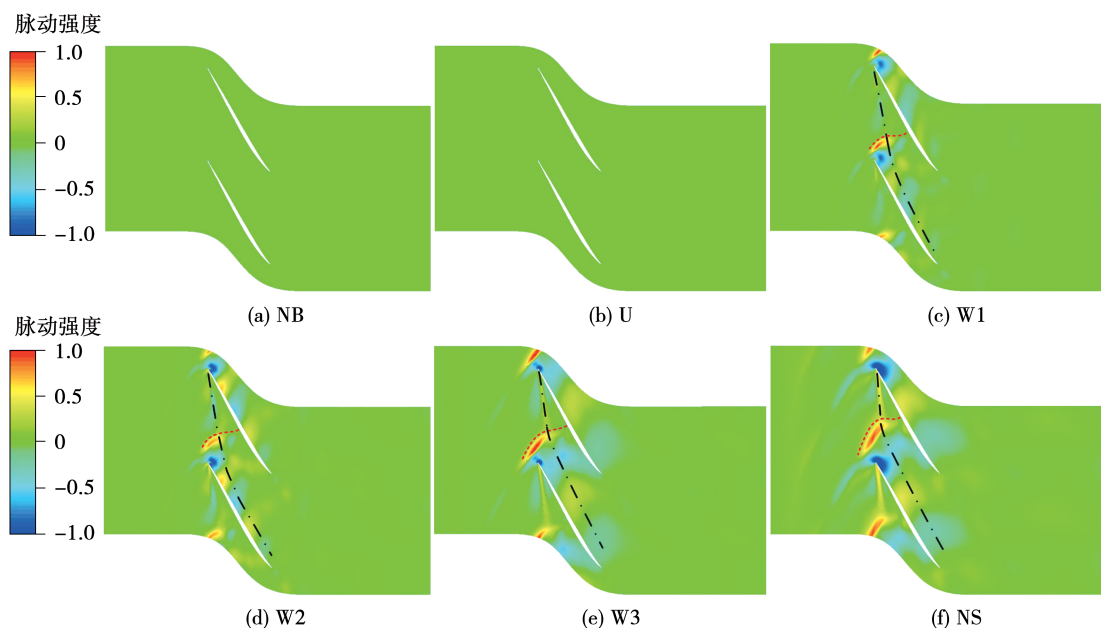


图 15 各工况下 99% 叶高 S1 流面第 1 阶 SPOD 模式

Fig. 15 The first-order SPOD mode on S1 stream surface at 99% span under each operating condition

4 结 论

对跨声速轴流压气机转子 Rotor37 在多工况下进行了三维非定常数值模拟,采用 SPOD 方法对叶顶区域流场信息做出了相应分析,主要结论为:

(1) 相较常规分析方法,SPOD 方法能够高效地从非定常流场中识别出全局流动特征,有助于深入理解叶顶区域流动机理。

(2) SPOD 模态能够捕获到特定频率下的流场结构特征,主要的流动特征集中于主导模态,其它 SPOD 模态上的结构对主导模态结构起到补充及加强作用,使流场信息更接近实际。

(3) 在近失速工况下,叶顶区域的非定常波动频率约为 0.526 倍转子通过频率。主导模态下的流动结构,即叶顶间隙泄漏涡破碎区的扰动、以及涡破碎后与主流相互作用所形成的叶尖二次涡的波动,

是造成叶顶区域流场非定常周期性波动的主要原因。

(4) 在“小流量”工况下,叶顶区域流动呈现出强的非定常性,且随着质量流率的减小,叶顶区域非定常流动的波动范围逐渐扩展,扰动强度增大,波动频率呈现出“阶跃式”下降;流道内激波位置逐渐向流道上游移动,使得叶尖泄漏涡与激波的作用位置逐渐平行于叶片前缘;质量流率减小到 W3 工况后,引发“前缘溢流”,进一步加剧对主流流动的阻碍作用。

参考文献:

- [1] VO H D, TAN C S, GREITZER E M. Criteria for spike initiated rotating stall [J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130 (1): 011023. 1 - 011023. 9.
- [2] DU J, LIN F, CHEN J, et al. Flow structures in the tip region for a

- transonic compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(3):031012.1 – 031012.11.
- [3] WU Y, AN G, WANG B. Numerical investigation into the underlying mechanism connecting the vortex breakdown to the flow unsteadiness in a transonic compressor rotor[J]. Aerospace Science and Technology, 2019, 86:106 – 118.
- [4] CHEN Z, WU Y, AN G, et al. Tip leakage flow, tip aerodynamic loading and rotating instability in a subsonic high-speed axial flow compressor rotor[J]. Aerospace Science and Technology, 2021, 110(1):106486.1 – 106486.14.
- [5] 卢波, 王志强, 王剑, 等. 跨声速压气机转子叶尖非定常流动的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2017, 32(6):1481 – 1490.
- LU Bo, WANG Zhi-qiang, WANG Jian, et al. Numerical simulation on blade tip unsteady flow in a transonic compressor rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(6):1481 – 1490.
- [6] 吴艳辉, 安光耀, 陈智洋, 等. 跨声速压气机转子近失速工况非定常流动及相关机理研究[J]. 推进技术, 2016, 37(10):1847 – 1854.
- WU Yan-hui, AN Guang-yao, CHEN Zhi-yang, et al. Numerical investigation into unsteady flow and its associated flow mechanism in a transonic compressor rotor at near stall conditions[J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(10):1847 – 1854.
- [7] LUMLEY J L. The structure of inhomogeneous turbulent flows [C]//Atmospheric Turbulence and Radio Wave Propagation. Moscow: Nauka, 1967.
- [8] SCHMID P. Dynamic mode decomposition of numerical and experimental data[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2010, 656(10):5 – 28.
- [9] 傅珏, 杨波, 钟芳源, 等. 基于 POD 方法的跨声速轴流压气机转子叶顶间隙流场分析[J]. 航空动力学报, 2019, 34(9):2048 – 2055.
- FU Jue, YANG Bo, ZHONG Fang-yuan, et al. Analysis of transonic axial compressor tip clearance flow field with POD method[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(9):2048 – 2055.
- [10] 李康迪, 杜云祥, 徐自力, 等. 压气机失速先兆及转子多工况流场的 DMD 分析[J]. 航空动力学报, 2020, 35(11):2413 – 2420.
- LI Kang-di, DU Yun-xiang, XU Zi-li, et al. DMD analysis of compressor stall inception and rotor flow field under multiple conditions[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(11):2413 – 2420.
- [11] AN G, WU Y, LANG J. Investigation of flow unsteadiness in a highly-loaded compressor cascade using a dynamic mode decomposition method[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2022, 35(5):275 – 290.
- [12] SIEBER M, PASCHEREIT C O, OBERLEITHNER K. Spectral proper orthogonal decomposition[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2016, 792:798 – 828.
- [13] TOWNE A, SCHMIDT O T, COLONIUS T. Spectral proper orthogonal decomposition and its relationship to dynamic mode decomposition and resolvent analysis[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2018, 847:821 – 867.
- [14] ABREU L I, CAVALIERI A V G, SCHLATTER P, et al. Spectral proper orthogonal decomposition and resolvent analysis of near-wall coherent structures in turbulent pipe flows[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2020, 900:A11.1 – A11.20.
- [15] CHU S, XIA C, WANG H, et al. Three-dimensional spectral proper orthogonal decomposition analyses of the turbulent flow around a seal-vibrissa-shaped cylinder[J]. Physics of Fluids, 2021, 33(2):025106.1 – 025106.17.
- [16] HE X, FANG Z, RIGAS G, et al. Spectral proper orthogonal decomposition of compressor tip leakage flow[J]. Physics of Fluids, 2021, 33(10):105105.1 – 105105.14.
- [17] 胡佳伟, 王掩刚, 刘汉儒, 等. 压气机叶栅非定常分离流动的模态分解方法对比研究[J]. 西北工业大学学报, 2020, 38(1):121 – 129.
- HU Jia-wei, WANG Yan-gang, LIU Han-ru, et al. Comparative study on modal decomposition methods of unsteady separated flow in compressor cascade[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2020, 38(1):121 – 129.
- [18] REID L, MOORE R D. Design and overall performance of four highly loaded, high speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor[R]. NASA TP-1337, 1978.
- [19] YAMADA K, FUNAZAKI K, SASAKI H, et al. Numerical investigation of relation between unsteady behavior of tip leakage vortex and rotating disturbance in a transonic axial compressor rotor [C]// ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 2008.
- [20] DUNHAM J. CFD validation for propulsion system components [R]. AGARD-AR-355, 1998.
- [21] WELCH P D. The use of fast Fourier transform for the estimation of power spectra: a method based on time averaging over short, modified periodograms[J]. IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics, 1967, 15(2):70 – 73.
- [22] IBARAKI S, FURUKAWA M, IWAKIRI K, et al. Vortical flow structure and loss generation process in a transonic centrifugal compressor impeller [C]// ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 2007.
- [23] WU Y, LI Q, TIAN J, et al. Investigation of pre-stall behavior in an axial compressor rotor, part I: unsteadiness of tip clearance flow[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(5):051027.1 – 051027.12.