

POD 和 DMD 方法分析不同间隙压气机 旋转不稳定性特性

吴亚东^{1,2}, 李 涛¹, 赖生智³

- (1. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;
3. 上海交通大学 航空航天学院, 上海 200240)

摘 要: 对一台单级低速轴流压气机旋转不稳定性(RI)进行分析。在前期的旋转不稳定性特性、流场成因和不同间隙影响的研究基础上,进一步基于全通道数值模拟,采用两种流场降阶方法分析不同叶顶间隙条件下旋转不稳定性各阶模态对应的流场成分、模态能量占比和稳定性等特性。计算结果表明,前几阶模态能量占比大,对流场起主要贡献,并且稳定性相对较强。随着间隙的减小,旋转不稳定性的能量占比和稳定性下降,各阶的叶片转动成为流场的主要成分。

关 键 词: 旋转不稳定性; 全通道数值模拟; 本征正交分解(POD); 动态模态分解(DMD); 周向模态
中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Analysis of rotating instability characteristics in compressor with different tipclearances by POD and DMD methods

WU Yadong^{1,2}, LI Tao¹, LAI Shengzhi³

- (1. School of Mechanical Engineering,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China;
3. School of Aeronautics and Astronautics,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: Rotating instability (RI) characteristics of a single-stage low-speed compressor were analyzed. Based on the preliminary results of RI characteristics, flow cause and influence with different tip clearances and full passage numerical simulation, two flow field decomposition methods were applied to obtain the flow components, energy proportion and stability of RI modes. The computation results reveal that the first several modes account for a large proportion of energy, make major contributions to the flow field and have stronger stability. With the decrease of tip clearance, the energy and stability of RI modes decrease gradually, while blade rotating and its harmonics become the main components in macro flow field.

Key words: rotating instability; full passage numerical simulation;

收稿日期: 2019-01-27

基金项目: 上海市自然科学基金(18ZR1418600)

作者简介: 吴亚东(1980—),男,副研究员,博士,主要从事叶轮机械气动热力学研究。E-mail:yadongwu@sjtu.edu.cn

引用格式: 吴亚东,李涛,赖生智. POD 和 DMD 方法分析不同间隙压气机旋转不稳定性特性[J]. 航空动力学报,2019,34(9):2018-2026. WU Yadong, LI Tao, LAI Shengzhi. Analysis of rotating instability characteristics in compressor with different tip-clearances by POD and DMD methods[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(9): 2018-2026.

proper orthogonal decomposition (POD);
dynamic modal decomposition (DMD); circumferential mode

由于叶顶间隙的存在,叶顶泄漏流普遍存在于压气机中,并引发叶顶区域的流动不稳定性。旋转不稳定性(rotating instability, RI)是一种典型的叶顶间隙引起的非定常流动,靠近叶顶区域壁面压力频谱上在小于叶片通过频率(blade passing frequency, BPF, 量符号记为 f_{bpf})的某个频率范围内出现连续的等间隔尖峰组成的宽频带凸起。RI现象会引起叶片非同步振动和叶顶间隙噪声增大等问题^[1-4]。发动机长期高负荷运行会带来叶片磨损,叶顶间隙相对逐渐变大,而大的叶顶间隙正是造成旋转不稳定性的一种重要因素。因此,研究不同叶顶间隙对RI的影响具有重要意义。

旋转不稳定性现象最早由Baumgartner等^[5]发现。他们在实验中发现RI现象会导致叶片非同步振动。之后,Kameier等^[6]在对一台轴流风扇进行噪声测试时发现在大叶顶间隙情况下,声压频谱上小于BPF的范围内出现了宽频凸起,叶顶区域的压力谱也出现了相同的特征。随后Kameier等^[7]对RI现象中的一些频谱特性做了研究及理论推导,并得到了RI现象的周向模态特性。Mailach等^[8]在轴流压气机实验中发现在RI现象发生时,叶顶泄漏流的强度是高度脉动的,同时具有周向传播的特征,并认为叶顶泄漏流的非定常性是造成RI现象的原因。Marz等^[9]发现在压气机中叶顶泄漏流与来流在叶片前缘附近发生干涉,形成了一个从同一叶片通道内的吸力面向压力面移动的涡结构,并认为这是RI现象产生的原因。Pardowitz等^[10-12]则在对环形叶栅的数值与实验研究中对周向模态随时间的变化等进行了研究并提出新的观点,认为导致RI的成因是叶顶区域剪切层的不稳定性。杜鹃^[13]通过对跨声压气机转子进行数值研究,认为叶顶泄漏流与主流干涉会形成“自激非定常流动”。陈智洋等^[14]使用多通道数值模拟发现并认为通道中泄漏流自诱导的非定常性及周向传播导致了RI现象的出现。王昊等^[15-17]通过对压力频谱的分析发现:脉动的叶顶泄漏流产生的旋转压力波与旋转不稳定性具有一致的频率特性。

以上展示了两种RI成因的观点:一是与叶顶泄漏流有关的一种涡结构造成了RI现象,二是叶顶区域剪切层的不稳定性造成了RI现象。

但是这些研究都没有对RI现象的各个连续尖峰的意义和特性做出详细的解释。本文的前期研究支持第一种观点^[17],并给出了RI主模态的物理成因的直接证据,在此基础上本文进一步展示RI现象各尖峰对应模态的能量占比和稳定性,并给出除主模态之外其他侧峰。本文使用本征正交分解(proper orthogonal decomposition, POD)和动态模态分解(dynamic modal decomposition, DMD)两种流场降阶的方法对叶顶流场的细节进行探究。POD方法^[18]是一种用于流场模态分解的方法,在模型降阶方面有很好的应用^[19-21]。此法按照能量等级的差异将流场分解为不同的模态,各个模态为正交基函数与时间函数的乘积,可以看作一个具有特定能量幅值的时变的流动结构。而由于POD模态中可能包含各种不同频率的流动结构,需要从频率上对流场进行进一步的研究。DMD方法^[22-24]将流场看做不同频率的流动结构的叠加,各个DMD模态在时间上互不相关。相较于POD方法,DMD方法能从模态的稳定性上分析流动结构对流场的贡献。为使叙述简洁、逻辑清晰,结果展示都先以大间隙情况为例,再对比各个不同间隙的结果。

1 研究对象和方法

1.1 分析对象与数值模型

本文的研究对象是上海交通大学一台单级低速轴流压气机,其结构如图1所示。动叶数为21,叶型为NACA65,设计转速3 000 r/min,设计叶顶间隙与叶高比值为2.2%,其他装置细节描述详见文献^[15-16]。其气动性能曲线和本文选取的计算工况点如图2所示。

1.2 研究方法

数值计算使用商业软件ANSYS CFX,湍流模型为 $k-\epsilon$ 。为了捕捉到非叶片周期的周向非定常流动特性,采用全通道模型。计算选用的网格经过无关性验证后,整周网格总数约为1 290万。边界条件为入口给定总温总压,出口给定静压。时间分辨率为0.000 1 s,计算稳定后,取2 048个时间步的结果做POD和DMD分解。

在叶片前缘到尾缘范围、叶顶间隙内等叶高面布置90 000个监测点,以获取叶顶区域在静止

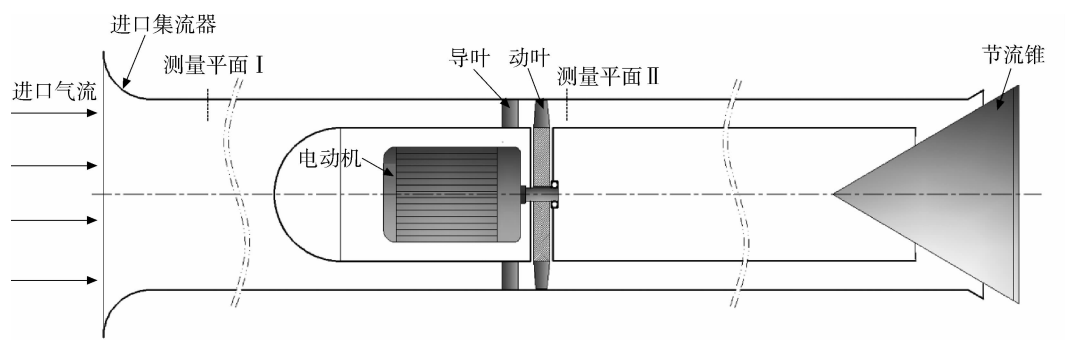


图 1 试验台结构图

Fig. 1 Schematic view of test rig

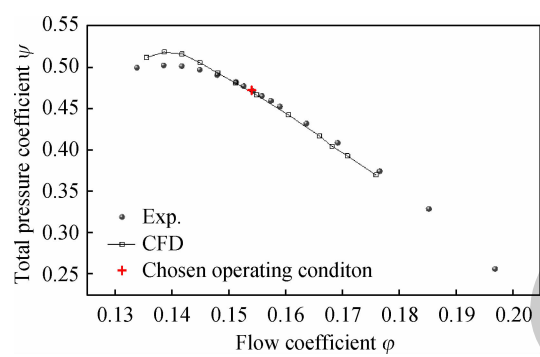


图 2 性能曲线及所选的计算工况

Fig. 2 Performance curve and chosen operating condition

坐标系和与转子相对静止的旋转坐标系下的压力时域信号,两种坐标系下的结果可以通过坐标变换相互转换,本文中会根据叙述需要选择相应坐标系的结果进行展示。

在结果展示之前,需要引入本文的一个前期结果,绝对坐标系下叶片前缘的压力信号频谱和周向模态,如图 3 所示。每个宽频凸起上都有若干个频率尖峰,每一个频率尖峰都对应于一个周向模态,且相邻尖峰的频率间隔 $\Delta f=21.0\text{ Hz}$,对应的模态数(空间流动的波瓣数)是连续的。在静止坐标系下,旋转不稳定频率(rotating instability frequency,RIF,量符号记为 f_{rif})发生的频率范围为 $340\sim 480\text{ Hz}$,对应的模态数为 $21\sim 28$,幅值最大的(模态数 $M=25$)是 RI 现象的主模态,其频率在静止坐标系下为 417 Hz 。而第三个凸起带在各个尖峰的频率上恰好为 BPF 与 RIF 之差,其范围为 $570\sim 710\text{ Hz}$,尖峰的模态数也为转子模态 21 与 RIF 对应模态之差,即 $-7\sim 0$ 。另外两个凸起带对应于 $2f_{\text{rif}}$ 和 $f_{\text{bpf}}-2f_{\text{rif}}$ 。下文中 POD 和

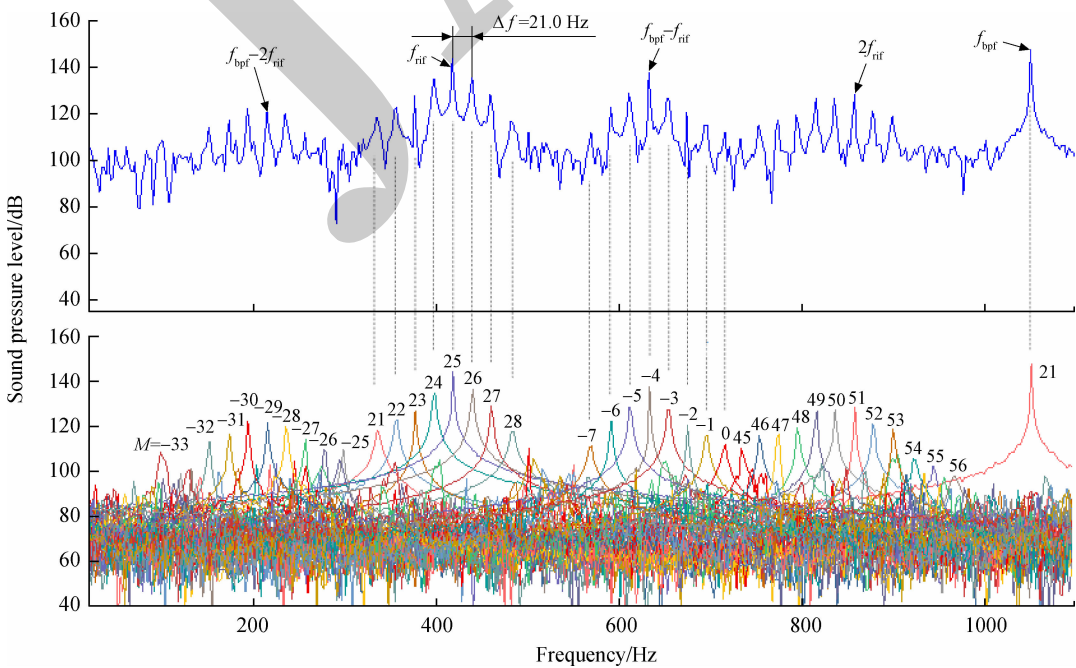


图 3 静止坐标系下压力信号频谱和周向模态

Fig. 3 Pressure spectrum and circumferential modes in fixed coordinates system

DMD 模态与这里空间模态的意义不同,通过频率和空间周期数可以将模态进行对应,得出结论。

POD 和 DMD 方法简介如下。将流场用时间序列 1 到 n 的流场快照(snapshots) $\mathbf{V}_1^n$ 来表示,并分解为所有正交的基函数与时间函数之积的叠加。

$$\mathbf{V}_1^n = \{v_1, v_2, v_3, \dots, v_n\} \quad (1)$$

$$\mathbf{V}_1^n = \sum_{k=1}^n \mathbf{a}_k(t) \boldsymbol{\varphi}_k(x) \quad (2)$$

式中 v_i 为第 i ($i=1, 2, \dots, n$) 时刻的流场, $\boldsymbol{\varphi}_k(x)$ 为第 k 阶 POD 模态的基函数, $\mathbf{a}_k(t)$ 为第 k 阶 POD 模态的时间函数。

求解相关矩阵 $\mathbf{C}$, 并按照特征值的大小进行排序, 得到 POD 模态信息。由于 $\mathbf{C}$ 矩阵中的元素是流场物理量的平方之和, 因此特征值 μ_k 代表模态的“能量”大小, 通常也根据 POD 的模态特征值的大小来对模态进行排序。

$$\mathbf{C} = (\mathbf{V}_1^n)^T \mathbf{V}_1^n \quad (3)$$

$$\mathbf{C} \boldsymbol{\alpha}_k = \mu_k \boldsymbol{\alpha}_k \quad (4)$$

$$\boldsymbol{\varphi}_k(x) = \frac{1}{\sqrt{n}} \mathbf{V}_1^n \boldsymbol{\alpha}_k \quad (5)$$

$$\mathbf{a}_k(t) = \frac{[\boldsymbol{\varphi}_k(x)]^T \mathbf{V}_1^n}{[\boldsymbol{\varphi}_k(x)]^T \boldsymbol{\varphi}_k(x)} \quad (6)$$

式中 $\boldsymbol{\alpha}_k$ 为第 k 阶 POD 模态对应的特征向量。

DMD 方法进一步做出线性化假设, 认为任意连续两个快照间存在一个相同的线性映射 $\mathbf{A}$ 。式 (7) 中 v 为初始快照, r 为残差因子, e 为单位向量。

$$\mathbf{V}_1^n = \{v, \mathbf{A}v, \mathbf{A}^2v, \dots, \mathbf{A}^{n-1}v\} \quad (7)$$

$$\mathbf{A} \mathbf{V}_1^{n-1} = \mathbf{V}_2^n = \mathbf{V}_1^{n-1} \mathbf{S} + r e^T \quad (8)$$

为求残差最小值, 可转化为求 $\mathbf{S}$ 矩阵的值

$$\mathbf{S} = \arg \min_{\mathbf{S}} \|\mathbf{V}_2^n - \mathbf{V}_1^{n-1} \mathbf{S}\| \quad (9)$$

运用 QR 分解表示 $\mathbf{S}$ 为

$$\mathbf{S} = \mathbf{R}^{-1} \mathbf{Q}^H \mathbf{V}_2^n \quad (10)$$

$\mathbf{S}$ 矩阵的特征值 μ 可以近似线性映射 $\mathbf{A}$ 的部分特征值。将特征值经对数处理后得到

$$\lambda = \frac{\ln \mu}{\Delta t} \quad (11)$$

式中 Δt 为两张快照的时间间隔, λ 的虚部表示 DMD 模态的振荡角频率, 实部表示模态的增长率。

本文在 4 种叶顶间隙 (tip clearance, TC) 与叶高比值 (q) 下, 对 RI 现象的特性进行分析。4 种条件分别为 $q=1.98\%$, 1.69% , 1.35% , 0.84% 。

2 POD 分解结果

2.1 当 $q=1.98\%$ 时的分解

当 $q=1.98\%$ 时, 按照能量占比从大到小的

顺序, 除第 1 阶平均模态以外的模态记为第 i 阶模态 ($i=2, 3, 4, \dots$)。各阶 POD 模态的能量占比见图 4。由图可知, POD 每对模态的能量占比相近, 成对出现。前 11 阶模态能量占比超过了 90%, 这说明了叶顶区域宏观流场的脉动部分主要由这前 11 阶 POD 模态组成。

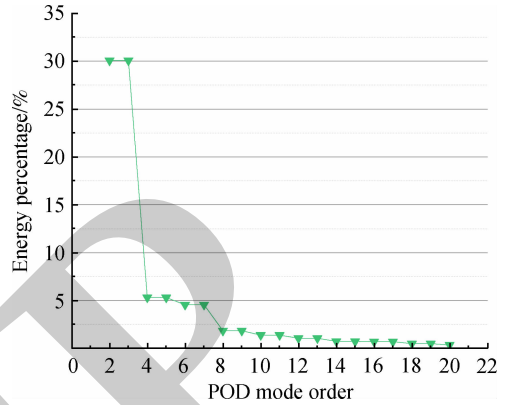


图 4 静止坐标系下 POD 模态能量占比 ($q=1.98\%$)

Fig. 4 Energy distribution of POD modes in fixed coordinates system ($q=1.98\%$)

POD 模态的基函数表征了一种空间周期结构, 时间函数则代表了这个周期结构的时变特性。图 5 是第 2 阶、4 阶、6 阶 POD 模态的时间函数, 其幅值随时间呈现周期性脉动。

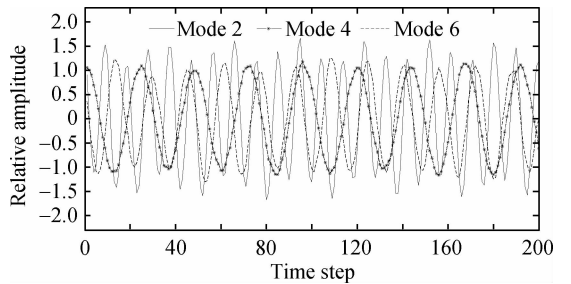


图 5 静止坐标系下 POD 模态时间函数 ($q=1.98\%$)

Fig. 5 Time functions of POD modes in fixed coordinates system ($q=1.98\%$)

将这 3 阶模态的时间函数的频谱如图 6 所示。第 2 阶模态有两个峰值分别在 1050 Hz 和 334 Hz 处。前者等于 f_{bpf} , 说明第 2 阶 POD 模态中的流动结构是叶片旋转带来的扰动, 它对宏观流场贡献的能量最大。而 334 Hz 处的频率尖峰是另一未知的流动结构, 由于 POD 是按照能级区分模态阶数, 所以同一阶中可能包含多个流动结构, 表现为频谱上的多个峰值。第 4 阶和第 6 阶模态的幅值最大的频率峰值分别出现在 417 Hz

和 632 Hz, 分别对应于 RI 现象中的 f_{rif} 和 $f_{\text{bpf}} - f_{\text{rif}}$ 。这说明了第 2 阶、4 阶、6 阶 POD 模态在频率上分别对应于 f_{bpf} 、 f_{rif} 、 $f_{\text{bpf}} - f_{\text{rif}}$, 即叶片扰动、RI 主模态和 RI 与叶片转动干涉得到的模态对宏观流场贡献是前三强的。

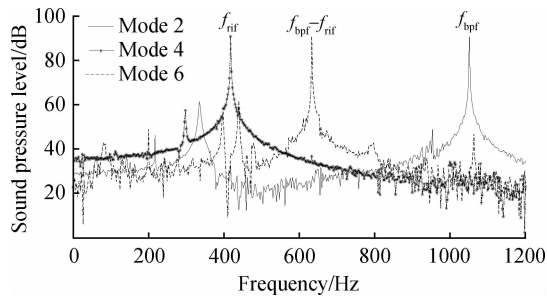


图 6 静止坐标系下 POD 模态时间函数频谱($q=1.98\%$)

Fig. 6 Time function spectrum of POD modes in fixed coordinates system ($q=1.98\%$)

下面对 POD 模态的基函数进行分析, 从模态数上进一步证明 POD 模态与空间周向模态的对应关系。图 7 是静止坐标系下的近机匣壁面处, 静压场的前 10 阶 POD 模态的基函数。每个基函数都表征了一个空间周期结构。这里只以压力幅值大小定性地展示基函数的空间周期性, 故未给出云图的标尺。2 阶、3 阶模态和 4 阶、5 阶模态等的空间周期数相同。2 阶、3 阶 POD 模态数为 21, 与 BPF 所在模态相同, 4 阶、5 阶模态数和 RI 主模态相同为 25, 以此类推, 后面几对 POD 模态

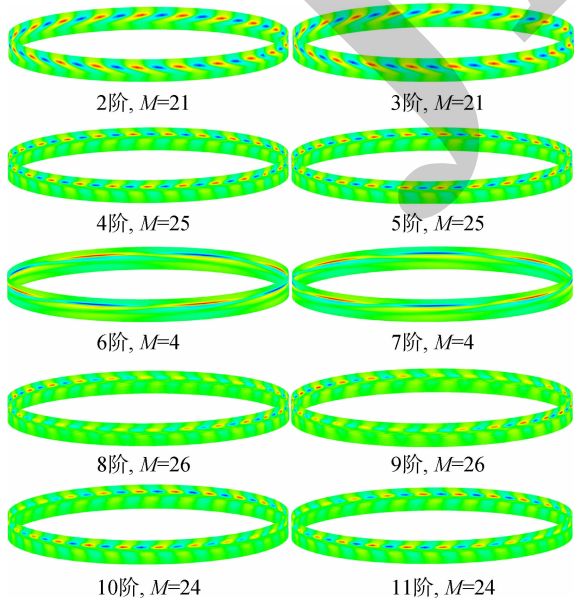


图 7 静止坐标系下 POD 模态基函数($q=1.98\%$)

Fig. 7 Basis functions of POD modes in fixed coordinates system ($q=1.98\%$)

的周期数分别于 $f_{\text{bpf}} - f_{\text{rif}}$ 主模态、RI 主模态两侧的尖峰模态相对应。这些具有脉动特性的周向流场结构组成了叶顶的宏观流动, 造成了 RI 的连续频率尖峰和连续的周向模态。RI 现象的频率特性和模态特性得到了解释。

2.2 不同间隙的 POD 结果

下面对比其他 3 个间隙情况的 POD 分解结果。如图 8 所示, 不同间隙的能量分布大致相同, 前 10 阶模态都占了 90% 左右的能量。但随着叶顶间隙的减小, 2 阶、3 阶 POD 模态对应的 BPF 所占据能量的比例逐渐升高, 表明 RI 现象的强度随叶顶间隙的减小而减弱。

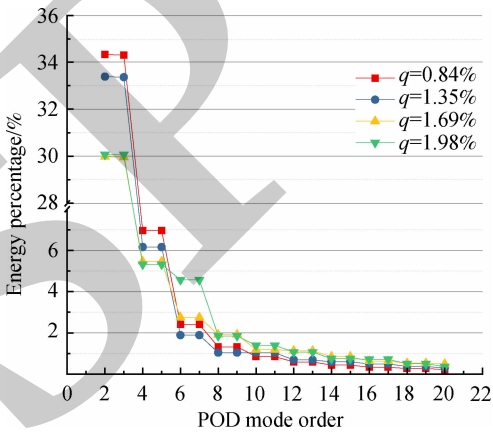


图 8 静止坐标系下不同叶顶间隙的 POD 模态能量占比

Fig. 8 Energy distribution of POD modes in fixed coordinates system of different tip clearances

下面具体查看其他 3 种间隙情况的 POD 模态的时间和空间特性发生的变化。首先是图 9 所示的当 $q=1.69\%$ 时的 POD 模态时间函数频谱。按照频率的对应, 可以得到前 5 组的 POD 模态对应着不同的空间周向模态。能量占比从大到小为 f_{bpf} 、 $2f_{\text{bpf}}$ 、 f_{rif} 、 $3f_{\text{bpf}}$ 、 $f_{\text{bpf}} - f_{\text{rif}}$, 与 $q=1.98\%$ 时相比, f_{rif} 能量占比的排名下降一位, 体现了 RI 现象的减弱。

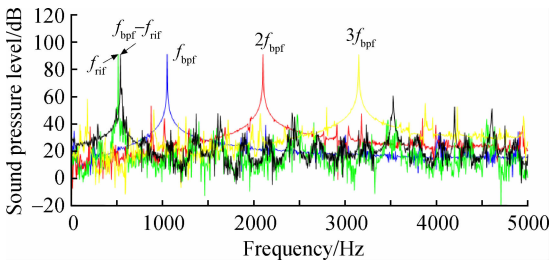


图 9 静止坐标系下 POD 模态时间函数频谱($q=1.69\%$)

Fig. 9 Time function spectrum of POD modes in fixed coordinates system ($q=1.69\%$)

图 10 所示的 POD 模态基函数图,可以从空间周期数上进一步看到这几阶模态能量占比排序的变化。

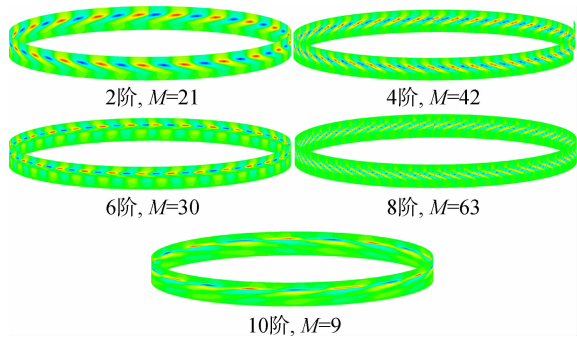


图 10 静止坐标系 POD 模态基函数($q=1.69\%$)
Fig. 10 Basis functions of POD modes in fixed coordinates system ($q=1.69\%$)

其次是当 $q=1.35\%$ 时的情况,图 11 和图 12 分别是 $q=1.35\%$ 时的 POD 模态时间函数频谱和基函数示意图。在这个间隙下,能量占比最强的流动成分是 BPF 及其倍频,而 RI 现象的主模态已经下滑到第 5 位,其他 RI 模态的能量占比则更小,RI 现象强度明显地减弱了。

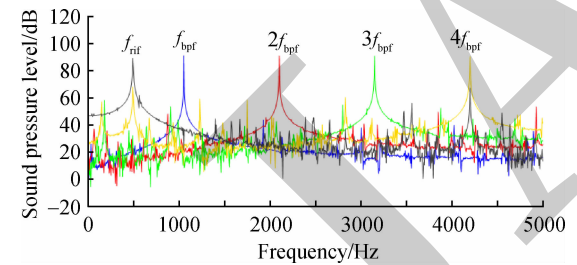


图 11 静止坐标系下 POD 模态时间函数频谱($q=1.35\%$)
Fig. 11 Time function spectrum of POD modes in fixed coordinates system ($q=1.35\%$)

图 13 是 $q=0.84\%$ 时的 POD 模态时间函数频谱。相较于 $q=1.35\%$ 时,前 10 阶 POD 模态中看不到 RIF 的频率,说明了 RI 现象进一步减弱,宏观流场能量的 90% 以上都由叶片转动带来的流动组成。 f_{bpf} 及其倍频的空间函数与 $q=1.35\%$ 时情况很近似,在此省略不列出。

总结下来,4 种叶顶间隙中能量占比前 5 位的空间周向模态的排名变化如图 14 所示。可以看到,叶片转动的 BPF 一直是最显著的流动。随着间隙的减小, f_{rif} 和 $f_{bpf}-f_{rif}$ 的能量占比逐渐下降,小于 f_{bpf} 的前几阶倍频。图中 M_{bpf} 代表 BPF 对应的模态数, M_{rif} 代表 RI 现象的主模态数,

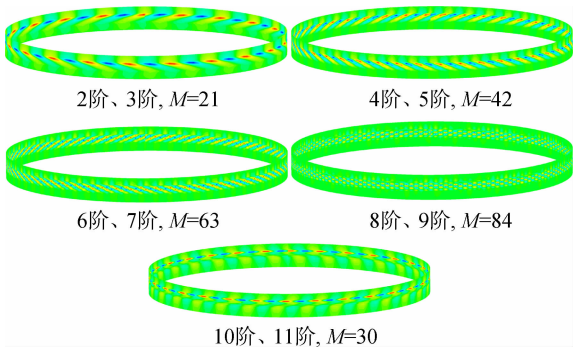


图 12 静止坐标系下 POD 模态基函数($q=1.35\%$)
Fig. 12 Basis functions of POD modes in fixed coordinates system ($q=1.35\%$)

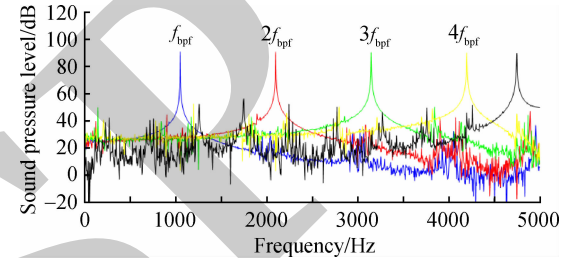


图 13 静止坐标系下 POD 模态时间函数频谱($q=0.84\%$)
Fig. 13 Time function spectrum of POD modes in fixed coordinates system ($q=0.84\%$)

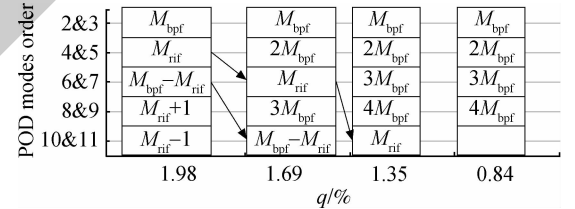


图 14 静止坐标系下不同叶顶间隙的周向模态能量占比排序的变化
Fig. 14 Energy ranking variation of circumferential mode with different tip clearances in fixed coordinates system

$M_{rif} \pm 1$ 代表 RI 现象主模态的相邻模态数。

3 DMD 分解结果

3.1 $q=1.98\%$ 时结果

同样先展示 $q=1.98\%$ 时的 DMD 分解结果。图 15(a) 是旋转坐标系下 S 矩阵的所有特征根 (μ_r, μ_i) 在复平面上的分布情况。单位圆上的特征根代表该模态处于临界稳定状态,圆内的特征根代表该模态处于耗散状态。图中绝大多数特征值都位于单位圆上,只有极少的点在单位圆内,表

明叶顶区域流场的不同频率组成成分大多是稳定的。

将特征根对数化后得到图 15(b) 所示的结果。图中每一个点的尺寸从大到小对应 DMD 模式的二范数从大到小的顺序, 括号外数字为阶数, 括号内数字为模式数。特征根的实部 λ_r 为模式的增长率, 虚部 $\lambda_i/2\pi$ 为其震荡频率。图中显示, 除了位于(0,0)处的平均模式的根之外, 其余共轭复根均成对地出现在虚轴的两侧。这些复数根对应的模式表现为衰减振荡, 越靠近实轴, 衰减率越小。以最靠近实轴的前四对 DMD 模式为例, 即第 2 和 3、4 和 5、6 和 7、8 和 9 阶的震荡频率分别与 RI 现象的周向模式数 25、26、24、27 所在的频率相同, 说明旋转坐标系下, 造成 RI 的流动结构是流场中最稳定的成分。DMD 模式顺序恰好对应着周期数为 25、26、24、27 等 RIF 的周向模式数, 以及 51、50、49 等 2RIF 的周向模式数。

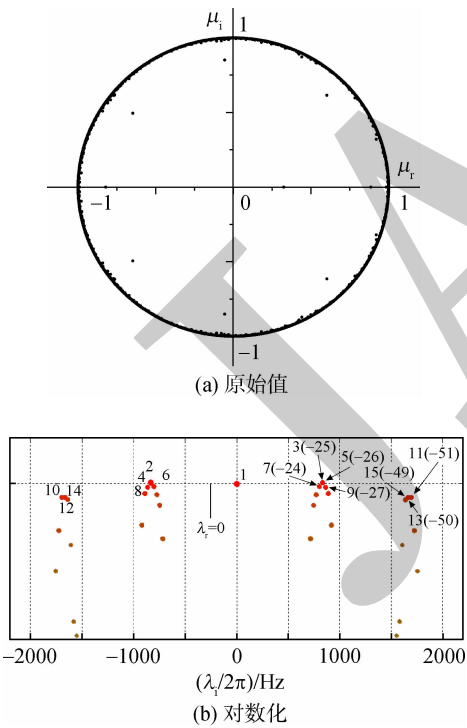


图 15 旋转坐标系下 DMD 模式特征根分布
($q=1.98\%$)

Fig. 15 Eigenvalues distribution of DMD modes in rotating coordinates system ($q=1.98\%$)

DMD 方法将流场分解为不同频率成分, 得到与空间傅里叶变换相对应的结果, 说明了流场的各个周期数的流动结构具有不同的稳定性: 除叶片数周期外, RIF 和 2RIF 在流场中最稳定。上面对 DMD 模式的频率和稳定性进行了讨论,

下面将对探究模式的空间周期性。图 16 是前 4 对 DMD 模式的基函数压力幅值云图, 仅定性地展示其周期性, 色彩标尺并不相同。DMD 的前几阶模式在空间周期性上也与 RIF 的模式相对应。

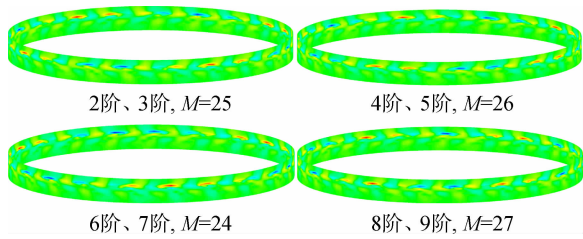


图 16 旋转坐标系下 DMD 模式基函数($q=1.98\%$)

Fig. 16 Basis functions of DMD modes in rotating coordinates system ($q=1.98\%$)

3.2 不同间隙的 DMD 结果

图 17 和图 18 分别是 $q=1.69\%$ 和 $q=1.35\%$ 时, 旋转坐标系下 DMD 特征根的分布。这两种情况相较于 $q=1.98\%$ 而言变化不大。没有 BPF 的干扰, 同样能清楚地展示 RI 模式的分布。DMD 模式的基函数分析方法与前文类似, 这里不列出。

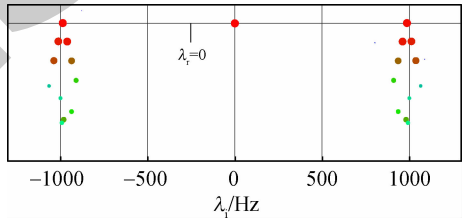


图 17 旋转坐标系下 DMD 模式特征根分布($q=1.69\%$)

Fig. 17 Eigenvalues distribution of DMD modes in rotating coordinates system ($q=1.69\%$)

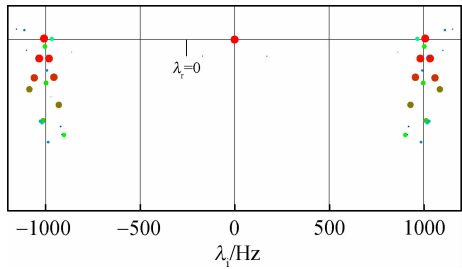


图 18 旋转坐标系下 DMD 模式特征根分布($q=1.35\%$)

Fig. 18 Eigenvalues distribution of DMD modes in rotating coordinates system ($q=1.35\%$)

而 $q=0.84\%$ 的情况就有了很大的变化, 图 19 中特征根的分布非常杂乱, 没有明显的规律, 同时有大量的模式位于 $\lambda_r=0$ 的上方, 是不稳定

的震荡衰减模态,图中无法体现 RI 现象的特征。前文已提到多次,在此间隙下几乎不存在 RI 现象。同时,当 $q=0.84\%$ 时相较于其他情况的 DMD 模态基函数区别较大,如图 20 所示。在这几阶模态中,没有看到周期性的流动结构,不存在 RI 现象。

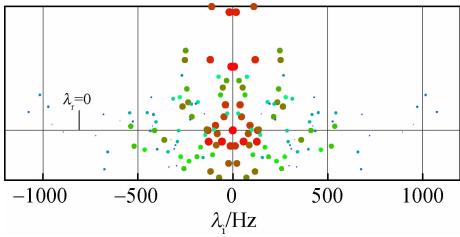


图 19 旋转坐标系下 DMD 模态特征根分布($q=0.84\%$)
Fig. 19 Eigenvalues distribution of DMD modes in rotating coordinates system ($q=0.84\%$)

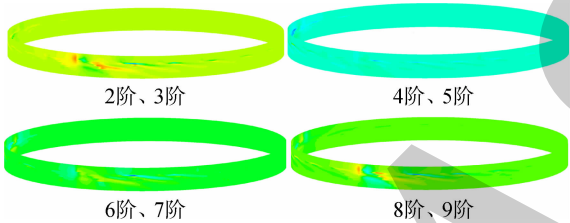


图 20 旋转坐标系下 DMD 模态基函数($q=0.84\%$)
Fig. 20 Basis functions of DMD modes in rotating coordinates system ($q=0.84\%$)

4 结 论

本文通过本征正交分解和动态模态分解的方法,对叶顶区域流场进行了分析,以 $q=1.98\%$ 大间隙为例,对造成 RI 现象的宏观流场结构进行了分解,得到各组成部分的能量占比和稳定性的特性,以及 RI 主模态相邻的侧峰的来源。不同间隙的 POD 和 DMD 结果,更完整的展示了宏观流场的组成成分随叶顶间隙减小的变化,也从模态的能量占比和模态稳定性上说明了 RI 现象逐渐减弱并消失的过程。主要结论如下:

1) POD 方法按照能量等级将流场分解为成对出现的模态。前 10 阶 POD 模态占据整个流场能量的 90% 以上,且 2 阶、3 阶模态能量占比远大于其他模态。从时间频率和空间周期性上,POD 模态和空间周期模态对应得很好,并得到 $q=1.98\%$ 情况静止坐标系下各空间模态对叶顶流场的贡献程度大小顺序为 BPF, RI, BPF-RI, RI 侧峰等。随叶顶间隙的减小,RI 的贡献逐渐减小,

排名下滑,体现了 RI 现象强度的减弱,最终消失。

2) DMD 方法将流场按照频率分解为成对出现的不同模态,不同 DMD 模态从频率和空间周期上也对应着不同的空间周向模态,得到 $q=1.98\%$ 情况旋转坐标系下周向模态的稳定性顺序为 RI, RI 侧峰等。DMD 方法进一步展示了,随叶顶间隙的减小,RI 现象逐渐减弱并消失。

3) POD 与 DMD 方法对空间模态的排序表现出很明显的一致性。这是旋转机械的特点:不同的能量强度的流动结构是由不同频率的转动造成的,对于 RI 中不同频率的连续模态也是如此。所以按照能量或按照频率对流场进行分解和排序得到了很相近的结果。

参考文献:

[1] KIELB R E, BARTER J W, THOMAS J P, et al. Blade excitation by aerodynamic instabilities; a compressor blade study[R]. ASME Paper 2003-GT-38634, 2003.

[2] IM H S, ZHA G C. Effects of rotor tip clearance on tip clearance flow potentially leading to NSV in an axial compressor[R]. ASME Paper 2012-GT-68148, 2012.

[3] SANDERS A J. Non-synchronous vibration (NSV) due to a flow-induced aerodynamic instability in a composite fan stator[R]. ASME Paper 2004-GT-53492, 2004.

[4] NEUHAUS L, SCHULZ J, NEISE W, et al. Active control of the aerodynamic performance and tonal noise of axial turbomachines[J]. Journal of Power and Energy, 2003, 217 (4): 375-383.

[5] BAUMGARTNER M, KAMEIER F, HOURMOUZIDIS J. Non-engine order blade vibration in a high pressure compressor[R]. Melbourne, Australia: 12th International Symposium on Airbreathing Engines, 1995.

[6] KAMEIER F, NEISE W. Experimental study of tip clearance losses and noise in axial turbomachines and their reduction[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119 (3): 460-471.

[7] KAMEIER F, NEISE W. Rotating blade flow instability as a source of noise in axial turbomachines[J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 203 (5): 833-853.

[8] MAILACH R, LEHMANN I, VOGELER K. Rotating instabilities in an axial compressor originating from the fluctuating blade tip vortex[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123 (3): 453-460.

[9] MARZ J, HAH C, NEISE W. An experimental and numerical investigation into the mechanisms of rotating instability[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124 (3): 367-374.

[10] PARDOWITZ B, TAPKEN U, SORGE R, et al. Rotating instability in an annular cascade; detailed analysis of the instationary flow phenomena[J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136 (6): 061017. 1-061017. 10.

[11] PARDOWITZ B, TAPKEN U, NEUHAUS L, et al. Ex-

periments on an axial fan stage: time-resolved analysis of rotating instability modes [J]. ASME Paper 2014-GT-26323, 2014.

[12] PARDOWITZ B, MOREAU A, TAPKEN U, et al. Experimental identification of rotating instability of an axial fan with shrouded rotor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2015, 229(5): 520-528.

[13] 杜鹃. 跨音压气机/风扇转子叶顶泄漏流动的非定常机制研究[D]. 北京: 中国科学院, 2010.

DU Juan. Investigation on the unsteady mechanism of tip leakage flow in transonic compressor/fan rotors[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2010. (in Chinese)

[14] 陈智洋, 吴艳辉, 安光耀, 等. 轴流压气机转子旋转不稳定性检测及机理探讨[J]. 推进技术, 2017, 38(11): 2401-2410.

CHEN Zhiyang, WU Yanhui, AN Guangyao, et al. Experimental detection of rotating instability and exploration of its flow mechanism in an axial flow compressor rotor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(11): 2401-2410. (in Chinese)

[15] 王昊, 吴亚东, 欧阳华. 低速轴流压气机中气动旋转不稳定性及叶顶泄漏流脉动特性[J]. 航空动力学报, 2016, 31(9): 2239-2250.

WANG Hao, WU Yadong, OUYANG Hua. Aerodynamic rotating instability and fluctuated characteristics of tip clearance flow in low speed axial flow compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(9): 2239-2250. (in Chinese)

[16] 王昊, 吴亚东, 欧阳华. 压气机叶顶泄漏流振荡周向传播特性的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2017, 32(3): 538-548.

WANG Hao, WU Yadong, OUYANG Hua. Numerical simulations on circumferential propagation characteristics of tip leakage flow oscillation in compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(3): 538-548. (in Chinese)

[17] WANG Hao, WU Yadong, OUYANG Hua, et al. Casing pressure measurements and numerical simulations of a 1.5 stage axial compressor: tip leakage flow and rotating instability[R]. ASME Paper 2014-GT-25086, 2014.

[18] LUMLEY J. The structure of inhomogeneous turbulent flows[C] // Atmospheric Turbulence and Radio Wave Propagation. Moscow: Nauka, 1967: 166-176.

[19] SIROVICH L. Turbulence and the dynamics of coherent structures. I. Coherent structures[J]. Quarterly of Applied Mathematics, 1987, 45(3): 561-571.

[20] 罗杰, 段焰辉, 蔡晋生. 基于本征正交分解的流场快速预测方法研究[J]. 航空工程进展, 2014, 5(3): 350-357.

LUO Jie, DUAN Yanhui, CAI Jinsheng. A quick method of flow field prediction based on proper orthogonal decomposition[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2014, 5(3): 350-357. (in Chinese)

[21] 陈鑫, 刘莉, 岳振江. 基于本征正交分解和代理模型的高超声速气动热模型降阶研究[J]. 航空学报, 2015, 36(2): 462-472.

CHEN Xin, LIU Li, YUE Zhenjiang. Reduced order aerothermodynamic modelling research for hypersonic vehicles based on proper orthogonal decomposition and surrogate method[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2015, 36(2): 462-472. (in Chinese)

[22] SCHMID P J. Dynamic mode decomposition of numerical and experimental data[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2010, 656: 5-28.

[23] KOOPMAN B O. Hamiltonian systems and transformation in hilbert space[J]. Proceedings of the National Academy of Sciences, 1931, 17(5): 315-318.

[24] ROWLEY C W, MEZIĆ I, BAGHERI S, et al. Spectral analysis of nonlinear flows[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2009, 641: 115-127.

(编辑: 李岩梅、张 雪)