

压气机叶片非同步振动机理及气动布局优化研究^{*}

黄玉薇¹, 侯安平¹, 吴杰¹, 张明明², 韩亚东¹

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 102206;

2. 北京工业大学 理学部, 北京 100124)

摘要: 针对航空发动机叶片中的非同步振动诱发叶片断裂失效问题, 基于时域推进的方法建立了压气机全周物理域的流固双向耦合模型, 旨在对周向非定常扰流和叶片气动弹性特征进行更合理的描述。通过该模型揭示了叶片非同步振动的发生机理, 并通过一定的气动布局手段优化了叶片表面气动力和振动幅值。研究表明: 叶尖泄漏流与主流掺混后形成的通道涡是诱发叶片产生非同步振动的根本原因, 而掺混流的周向传播强度仅在一适中的范围内时才具有产生明显通道涡的能力, 并提出以通道前缘截面上的流动相对周向动量 W_{mix} 为判断通道涡和振动幅度强弱的依据。导叶偏转角或导叶栅距非谐程度的增大, 均会对掺混流的周向强度有一定的加强作用, 使得通道涡强度和不同步振动幅值呈现先增大后减小的趋势。

关键词: 压气机; 非同步振动; 气动布局优化; 流固双向耦合; 导叶偏转角; 栅距非谐

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2023) 05-2205064-10

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 2205064

Non-Synchronous Vibration Mechanism and Aerodynamic Layout Optimization of Compressor Blades

HUANG Yu-wei¹, HOU An-ping¹, WU Jie¹, ZHANG Ming-ming², HAN Ya-dong¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 102206, China;

2. Faculty of Science, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

Abstract: Aiming at approaching the fracture failure of blades induced by non-synchronous vibration (NSV) in aeroengine, a fluid-structure interaction model of the whole domain of the compressor was established based on the time domain propulsion method. The purpose is to describe the circumferential unsteady turbulence and blade aeroelastic characteristics reasonably. Through this model, the mechanism of NSV was revealed, and the aerodynamic force on the blade surface and vibration amplitude were optimized by certain aerodynamic layout. Results show that the channel separation vortex formed by the mixing of tip leakage flow and mainstream is the fundamental reason for the NSV, but the significant separation vortex only occurs when the circumferential propagation intensity of mixed flow is moderate. In addition, the normalized circumferential momentum (W_{mix}) in front of the channel is taken as the basis to judge the strength of the channel vortex and vibration amplitude. With the increase of guide vane deflection angle or blade spacing mistuning degree, the W_{mix} will also increase to a certain

^{*} 收稿日期: 2022-05-18; 修订日期: 2022-06-28。

基金项目: 国家科技重大专项 (2017-II-0009-0023; 2019-V-0017-0112)。

作者简介: 黄玉薇, 硕士生, 研究领域为航空发动机气动弹性。

通讯作者: 侯安平, 博士, 副教授, 研究领域为叶轮机气动弹性力学、压气机/涡轮设计及其流固耦合特性。

E-mail: hou_anping@sina.com

引用格式: 黄玉薇, 侯安平, 吴杰, 等. 压气机叶片非同步振动机理及气动布局优化研究[J]. 推进技术, 2023, 44(5): 2205064. (HUANG Yu-wei, HOU An-ping, WU Jie, et al. Non-Synchronous Vibration Mechanism and Aerodynamic Layout Optimization of Compressor Blades[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(5): 2205064.)

extent, which makes the channel vortex intensity and the NSV amplitude increase to a peak and then decrease.

Key words: Compressor; Non-synchronous vibration; Aerodynamic layout optimization; Two-way fluid-structure interaction; Deflection angle of guide vane; Blade spacing mistuning

1 引言

随着现今航空发动机向高负荷、高推重比方向的不断发展,由气动弹性诱发的压气机叶片高周疲劳问题也愈发突出,对发动机的整体性能和可靠性造成了严重的威胁^[1]。常见的叶片气动弹性问题包括由于自激效应诱发的颤振,以及与转频同步的气动激励导致的强迫响应^[2-3]。除此以外,近年来一种特殊的非同步振动(Non-synchronous vibration, NSV)现象正逐渐被人们关注,其表现为叶片振动频率和压气机转频不同步,并存在一定的锁频锁相等特征^[4-5]。由于非同步振动问题已在多个型号的发动机中造成过严重的叶片断裂故障^[6],而对于其产生机理及振动抑制方法的研究仍不够充分,因此亟待开展更深入的探究。

针对非同步振动问题的机理及诱导因素,国内外学者进行了一定的试验与数值探索。Kielb等^[7]首先公开了在试验中观察到的非同步振动现象;随后Spiker等^[8]采用谐波平衡法对其展开研究,并指出在叶片设计中考虑的必要性的;Clark等^[9]和Im等^[10-11]指出龙卷风状旋涡的传播是诱发非同步振动的原因,但没有对涡的产生机理进行进一步的揭示;Gan等^[12-13]发现即使在叶片不振动的情形下,流场中依然存在突出的非同步振动频率,证明了该气动激励并非由叶片自激产生;Thomassin等^[14]通过射流核心反馈理论^[15]指出叶尖泄漏流的冲击射流引发了叶片非同步振动;Sanders^[16]在某型风扇中发现激波-边界层干涉导致的叶背处涡脱落是诱发非同步振动的原因。由于非同步振动的诱导因素较为复杂,目前对振动的产生机制尚无确定的结论,并且在通过气动布局来抑制振动方面也鲜有文献涉及。

非同步振动亦属于气动弹性问题,本质上是叶片在气动力、弹性力与惯性力相互耦合下诱发的动力响应^[17-18],准确描述流固耦合作用下的三维复杂流场与叶片结构动力学特征是数值分析的关键。而现有研究在非定常流场的计算上常进行不合理简化,并且在气动弹性模型中也存在流体域与固体域耦合程度不高的缺陷,极大程度上限制了揭示非同步振动物理实质的能力。具体而言,压气机内部非定常

扰流形式复杂繁多,既存在由于恶劣工况导致的叶尖泄漏流、失速分离涡等不稳定流动现象,也存在由于多排转静干涉形成的尾迹激励、位势干扰等影响因素^[19-21]。虽然已有试验证实了压气机内部流场及叶片排振动在周向上存在差异^[22],现有研究仍常采用“压气机轴对称”及“等叶间相位角”假设,容易忽视可能导致叶片非同步振动的非定常气动激励^[23]。此外,现有研究在流体域与固体域的耦合层面常采用单向耦合的方式^[24],而事实上,剧烈振动下的叶片变形幅值对流场干扰程度十分显著,容易改变叶片表面原有的气动力分布,因此单向耦合不足以准确描述叶片所受气动激励及其诱发的振动特征^[25-26]。

基于非同步振动问题的复杂性及现有部分方法存在的局限,本文将采用时域推进流固双向耦合的方法对压气机转子的全周模型进行数值模拟,旨在更全面地考虑非定常扰流的周向传播特征和叶片振动对流场的反馈,从而更加接近叶片气动弹性特征的物理本质。采用该模型对某型号压气机转子的非同步振动机理进行分析,并通过改变结构设计参数对气动布局进行了一定的优化探究。在揭示了非同步振动的发生过程及诱导因素外,也对工程实际中开展振动预测和抑制提供了一定的思路。

2 数值方法与计算模型

2.1 流固双向耦合方法

本文采用基于时域推进的流固双向耦合方法求解叶片的非同步振动问题,旨在极大程度上考虑三维复杂流场和旋转叶片之间相互作用的物理实质。计算通过商业软件包ANSYS中的Mechanical和CFX展开,其流程如图1所示。在一个时间步内,流体域将计算得到的压力信息通过交界面插值传递给固体,而固体域以此为边界条件又计算得到相应的结构应力与振动特征,并将结构变形通过交界面再次传递给流体域进行求解。如此反复迭代,直至流体域和固体域均达到收敛才推进至下一时间步,从而实现两物理场的耦合求解。相较于一般的弱耦合方法,本文采用的双向耦合方法通过隐式耦合来实现一个时间步内流体域和固体域的多次交替迭代,改进了弱耦合中只进行一次迭代的思路,从而避免了

两物理场时间推进不同步以及耦合边界上能量守恒无法满足的问题。

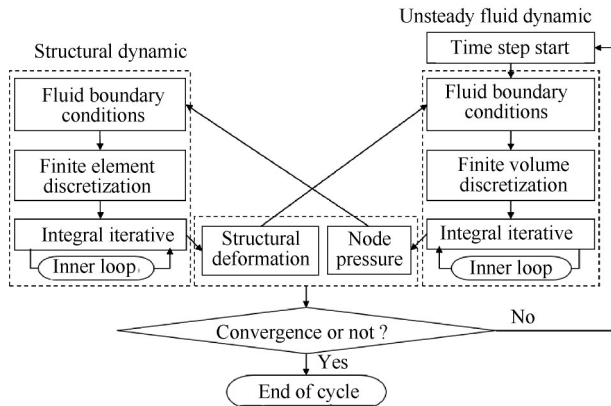


Fig. 1 Fluid-structure interaction scheme

其中在流体域的求解上采用非定常雷诺平均 Navier-Stokes 方程,湍流模型采用 $k-\varepsilon$ 模型。在数值方法上采用基于有限元的有限体积法进行求解,能够综合有限体积法的守恒性和有限元法数值的精确性优势。空间离散采用高精度格式,时间离散采用二阶 Euler 格式,以保证时间方向上的守恒。

在固体域的求解上,假设固体域自身的固有特性并不会因为气动力的存在而改变,且转子各个叶片的力学特性相同,其有限元形式的固体模型结构控制方程为

$$\mathbf{M}_{\text{mech}} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}_{\text{mech}} \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}_{\text{mech}} \mathbf{x} = \mathbf{F}(t) \quad (1)$$

式中 $\mathbf{x}$ 为位移向量, $\mathbf{M}_{\text{mech}}$ 为质量矩阵, $\mathbf{C}_{\text{mech}}$ 为阻尼矩阵, $\mathbf{K}_{\text{mech}}$ 为刚度矩阵, $\mathbf{F}(t)$ 为非定常气动载荷向量。

在交界面的信息传递上采用守恒型插值的方法,通过采用分割单元、桶算法或建立控制面等方法来进行交界面两侧的数据传递。在动网格变形的过程中,由于网格运动可能带来额外的误差,因此采用几何守恒的条件进行约束:在流固耦合交界面的两侧需满足法向速度、压力、载荷以及能量的一致性,即

$$v_{\text{sn}} = v_{\text{fn}} \quad (2)$$

$$\sigma_{\text{sn}} = \tau_{\text{fn}} \quad (3)$$

$$\sum F_i = \int p_j ds \quad (4)$$

$$\sum F_i u_i = \iint p_j ds du \quad (5)$$

式中下标 sn 和 fn 分别表示固体域和流体域中的物理量。式(2)和式(3)分别表示速度和压力的一致,而式(4)和式(5)表示固体域和流体域两侧节点压力及其所做功的守恒性。

2.2 计算模型

国内某型号发动机在运行过程中,其高压压气机中某级叶片出现了非同步振动现象^[27-28],最终诱发叶片断裂故障。本文以此为研究对象进行计算,其流体域模型如图2所示。模型共有4排叶片,其中支板6片、导叶42片、转子叶片38个、静子叶片82个,叶尖间隙0.7mm。为捕捉流场中复杂三维流动特征,判断诱发叶片振动的通道涡在周向的发展规律,本文采用全周模型进行数值模拟,也解除了单通道模型中“各叶片间相位角相同”的假设。计算工况为:转速10186r/min,进口总压273578Pa,进口总温406K,设计压比1.21。在边界条件的设置上,进口边界给定总温和总压条件,并引入进口湍流度5%;出口边界给定平均静压为277kPa,并满足径向平衡方程;壁面采用绝热及无滑移条件,转静交界面采用 Transient Rotor Stator 模型。

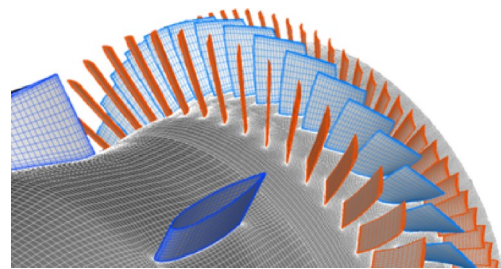


Fig. 2 Fluid mesh

采用 NUMECA 进行全周流体域的结构化网格的划分。由于研究中发现诱导叶片非同步振动的主要因素为叶尖泄漏流的传播和发展,而非尾迹干扰等特征,因此着重对壁面及叶尖间隙位置处进行局部加密,最终得到的网格总数约为567万。图3(a)展示了网格无关性的验证结果,其中以效率和压比为参数进行评价,结果表明了本文选用的网格数满足网格无关性的要求。在流固耦合计算中,时间步设定为 $15.488 \mu\text{s}$,即为旋转通过一个通道所用时长的1/10。每个时间步内流体域计算迭代2~6次,而每个流体域时间步中又包含2~5次固体域迭代次数。为了验证时间步长对模拟结果的影响,本文对比了 $15.488 \mu\text{s}$ 和 $7.7744 \mu\text{s}$ 两种时间步长下的同一叶片的振动情况。计算结果如图3(b)所示,图中两条曲线的相位差是人为给定的,以便更直观地比较其异同。可以看到,两种时间步长下计算得到的频率和幅值相差很小,说明时间步长 $15.488 \mu\text{s}$ 的设置是合理的,可以很好地捕捉到叶片非同步振动的频率。

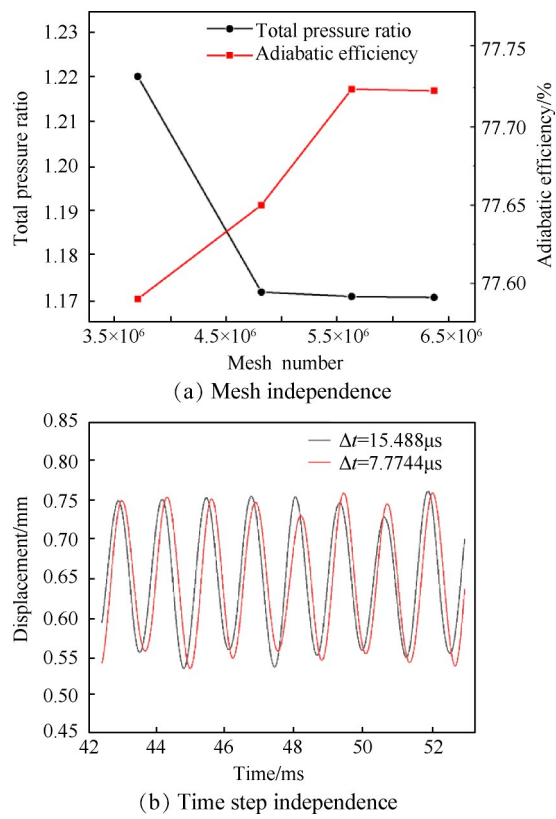


Fig. 3 Mesh and time step independence verification

以第三排动叶为固体域研究对象,其有限元模型如图 4 所示。叶片采用叶根固支边界条件,材料属性为:密度 $\rho=5100\text{kg/m}^3$,泊松比 $\mu=0.3$,弹性模量 $E=79\text{GPa}$ 。利用 ICEM 进行六面体网格的划分,网格总数为 48944,并选用 Solid186 高精度单元进行有限元求解,表 1 展示了模态分析得到的叶片各阶次的固有频率。

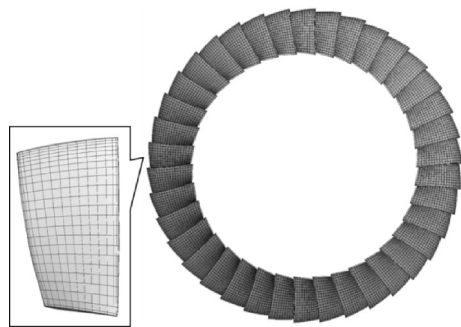


Fig. 4 Solid mesh

Table 1 Modes and frequencies of the blade

Order	Mode	Steady frequency/Hz	Dynamic frequency/Hz
1	1st bending	671.9	775.2
2	1st torsion	1616.1	1650.7
3	2nd bending	2769.7	2868.7
4	3rd bending	3981.0	4033.6

3 计算结果与分析

3.1 试验故障及数值复现

国内某型号发动机的高压压气机在运行过程中出现了非同步振动现象。故障发生时发动机内部出现明显的气动恶化,并伴随着严重的噪声。针对该压气机模型,相关学者已开展了一定的试验研究,获得了压气机叶片振动和部分位置压力脉动的测试结果。本文首先对相关试验^[27-28]进行介绍,并基于此开展更深入的数值模拟探究。

试验过程中,在叶片振动应力较大时,曾采用 Kulite 动态压力传感器采集了压气机机匣壁面动态压力脉动数据,图 5 展示了不同转速条件下压力的频谱分布。发现在不同的轴向位置均出现特征频率 (Acoustic resonance, AR) 及其与转子通过频率 (Blade passing frequency, BPF) 的调制频率 $BPF\pm AR$,且该特征频率 AR 为转子转频的非整数 (约为 4.4~4.6) 倍。特别地,该频率在一定转速范围内不发生变化,即存在“锁频锁相”特征。为了进一步理解故障发生的机制,本文通过时域推进流固耦合数值方法尝试重现故障主要特征。

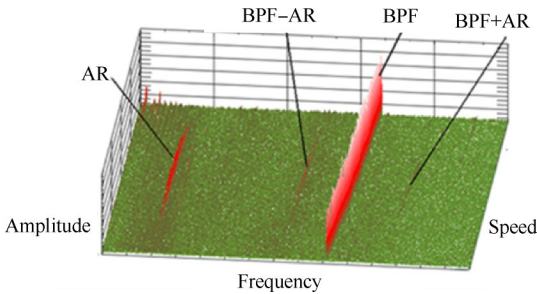


Fig. 5 Pressure spectrum on the wall

图 6 所示为本文计算得到的转子某叶片最大振动位移的时域曲线,叶片起振后在阻尼的作用下振幅有所衰减,而在 0.01s 后则受气动激励的影响振幅维持在相对稳定的范围。此后振幅交替出现周期性的增大和减小现象,符合“拍振”的物理特征。对该振动时域曲线进行傅里叶变换以获取频谱分布,图 7 展示了根据转频 EO (Engine order) 进行无量纲化后的结果。可以看出存在明显的非整阶次频率 4.464EO (757.8Hz),接近叶片的一阶弯曲动频 775.2Hz,且处于试验测量得到的叶片非同步振动频率 4.4~4.6 倍 EO 内。因此通过数值模拟准确捕捉到了叶片非同步振动现象,在复现了试验故障的同时也验证了计算方法的准确性。

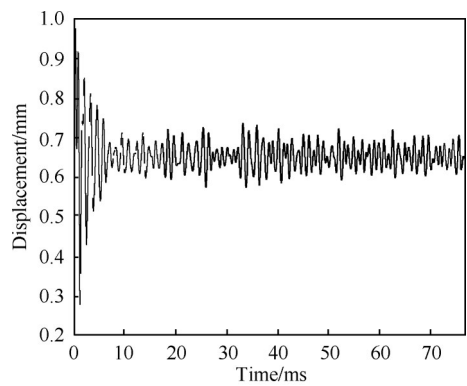


Fig. 6 Time-domain diagram of rotor blade displacement

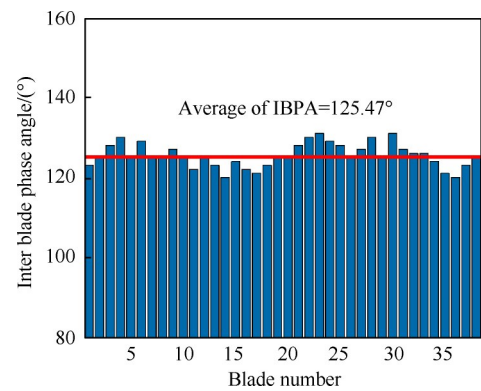


Fig. 9 Inter blade phase angle

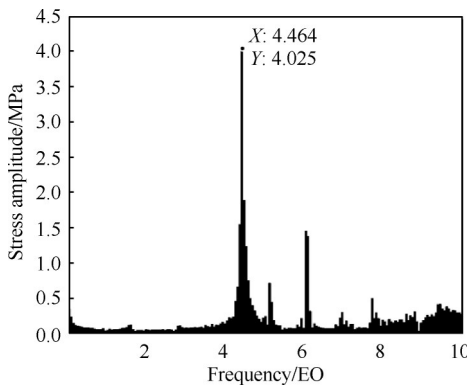


Fig. 7 Stress spectrum of rotor blade

图 8 展示了转子叶片某时刻振动位移云图,叶片最大变形位置位于叶尖前缘处,符合一阶弯曲模态的振型,进一步证实了叶片非同步振动与一阶固有频率相耦合的现象。图 9 展示了各叶片间相位角的分布,和试验测量得到的平均值 123.43° 对照较好,并由此指出转子叶片中存在沿周向传播的行波,而传统单通道模型采取的等叶间相位角等假设无法对此进行准确描述。

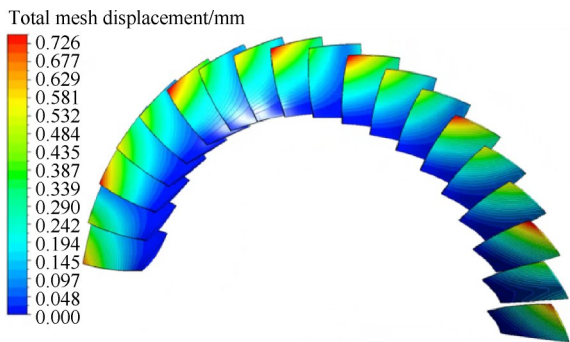


Fig. 8 Total mesh displacement contour

3.2 非同步振动诱因分析

压气机中由于逆压梯度的存在,在转子叶尖会存在明显的间隙泄漏流。考虑到泄漏流或泄漏涡的

发展常是诱发气动失稳及叶片振动的原因,图 10 首先通过局部转子叶片叶尖三维流线图来揭示这一流动特征。追踪 1 号叶片间隙释放的流线可以发现,其发展可分为三部分:部分流体 A 具有较大的负轴向动能,会逆流至转子通道前缘;部分间隙流 B 由于逆流能量不足,会在主流的冲击下流入相邻通道形成通道涡;最后一部分间隙流 C 由于能量最低,无法产生逆流,直接被冲向下游。值得注意的是,叶尖泄漏流在沿轴向逆流的同时,也不可避免地在周向传播,而正是周向能量的强弱决定了是否会流入其它通道并形成通道涡,而该图中仅有流体 B 具有形成通道涡的能力。

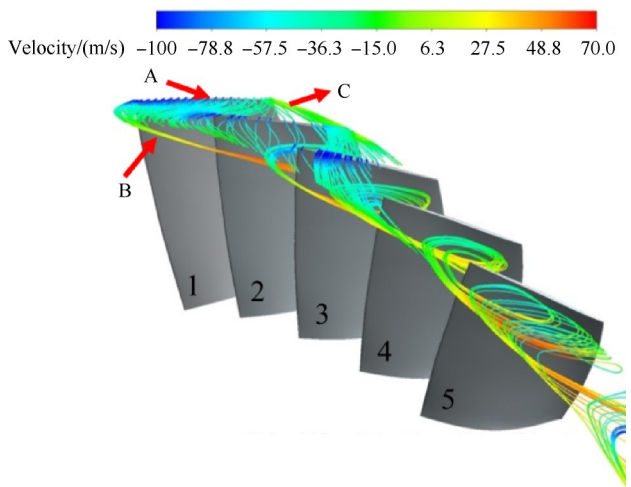
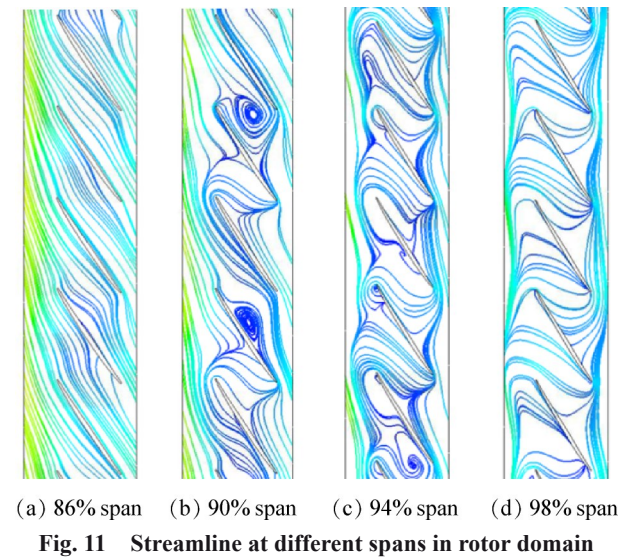


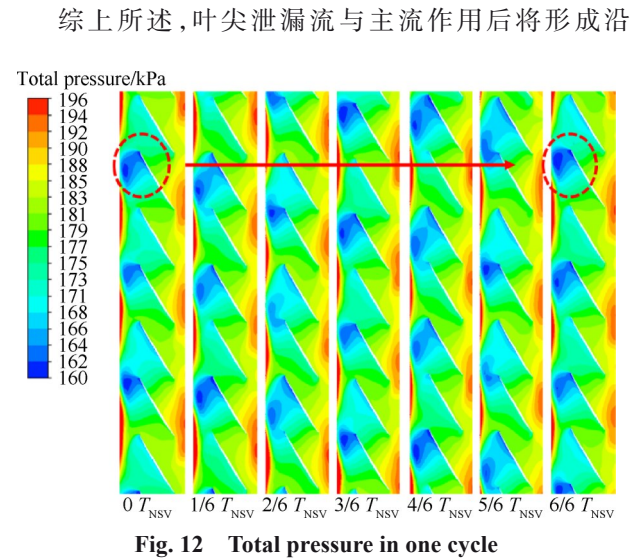
Fig. 10 Streamline near rotor tip

通过对靠近叶顶处不同叶高截面上的二维流线图进行对比,可以更清晰地阐述这一现象,其结果如图 11 所示。在 86% 叶高处,气体流动受主流影响更大而受间隙流影响较小,因此气体直接流入当前通道而无法沿周向传播,类似于图 10 中的 C 部分流体。在 98% 叶高处,气体受间隙流影响显著而受主

流影响较小,因此气体逆流程度较强并具备沿周向传播的能力,但这种类似于图 10 中 A 部分的流体由于周向动量太强,反而会堵塞通道入口,也无法流入周围通道形成通道涡。而在 90% 和 94% 叶高处,间隙流和主流的相对程度达到适中,泄漏流形成了图 10 中 B 部分流体的流动态势,能在沿周向传播的同时适度流入附近通道,从而能够产生较强的通道涡。



为判断间隙流周向传播形成的通道涡的具体影响作用,图 12 对一个非同步振动周期 T_{NSV} 内的总压云图进行分析。可以看出,由于叶尖泄漏流和主流掺混导致当地总压降低,该低压区强度在一个周期内先变弱后增强,并在 $6/6T_{NSV}$ 时刻恢复至初始时刻的强度。由此证明该流动结构的周期性变化是导致叶片产生相应频率的非同步振动的原因。



周向传播的掺混流,当该掺混流的周向动量过大时将堵塞通道入口、而过小时又会被主流冲击进入当前通道,仅当掺混流的周向动量达到适中时才会流入周围通道,从而具备产生通道涡的能力。通道涡的传播频率接近叶片一阶固有频率,从而诱发叶片表现出以一阶弯曲为振型的非同步振动现象。

3.3 气动布局结果分析

3.3.1 进口导叶偏转角

本文通过改变导叶偏转角以及导叶栅距非谐程度两种方法探究对气动分布和叶片非同步振动的影响。分别建立进口导叶偏开 $2^\circ \sim 9^\circ$ 的模型,对 8 个不同导叶偏转角的模型进行流固耦合计算,其中偏开 5° 为原始基准模型。对叶片振动频谱图中 NSV 特征频率下的振动幅值进行提取,并将不同方案的流量 (m)、压比 (π)、效率 (η)、振动幅值 (Amplitude) 对比展示在表 2 中。可以看出,偏转角变化对性能的影响程度较小,其中流量的相对变化基本位于 1% 以下,而压比和效率的相对偏差均分别位于 0.1% 和 0.5% 以下。叶片非同步振动幅值随偏转角的增加先增大后减小,并在偏开 7° 时达到最大值,此时振幅较基准模型增大 103%。综合性能和减振幅度,认为 4° 偏转角模型具有最佳的效果,能够在维持性能的情况下使振幅降低 92%。

Table 2 Comparison between cases with different guide vane deflection angles

Case	$m/\%$	$\pi/\%$	$\eta/\%$	Amplitude/%
2°	-1.05	-0.099	-0.46	-98
3°	-0.58	-0.054	-0.26	-97
4°	-0.26	-0.027	-0.11	-92
5°	0	0	0	0
6°	0.31	0.027	0.10	22
7°	0.56	0.045	0.16	103
8°	0.78	0.072	0.20	52
9°	0.96	0.081	0.24	-68

导叶偏转角对流场和叶片振动的影响机理同样可以通过周向掺混流的强弱进行解释。图 13 选取了四种模型下 90% 叶高截面的流线图进行对比,发现当偏转角较小时,气流沿周向运动能力较弱而沿轴向的流动趋势更显著,因此气流沿通道向下游流动通畅,并未产生通道涡;当偏转角较大时,气流沿周向传播能力增强而无法流入通道中,也无法产生通道涡;当偏转角处于中间值

时,才具有形成显著通道涡的能力,从而叶片非同步振动幅值随偏转角表现出先增大后减小的趋势。

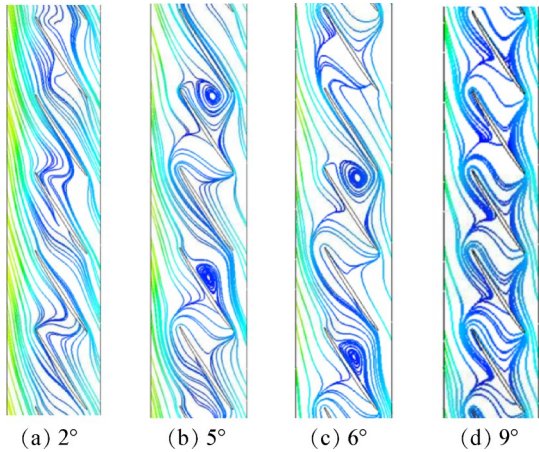


Fig. 13 Streamline at 90% span in rotor of cases with different guide vane deflection angles

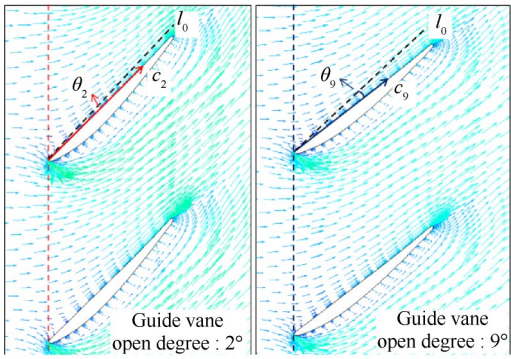
针对不同导叶偏转角下掺混流周向强度的差异性,首先通过速度三角形对其进行定性分析,如图 14 所示,其中虚线 l_0 代表导叶的设计安装角,红色和黑色分别代表导叶偏转角(相对初始设计位置)为 2° 和 9° 的模型。当偏转角由 2° 向 9° 逐渐增大的过程中,导叶中气流速度的方向逐渐向轴向偏转,而周向分量不断减小。而对于动叶区域,所关心的并非绝对速度而是相对速度,那么随着偏转角的增大可以发现相对速度的方向更加偏向周向,因此导致动叶域中掺混流的周向动量呈现升高趋势。

进一步地,本文尝试通过提取导叶与动叶交界面上的周向动量进行定量分析。这是由于该位置的掺混效应十分显著,能够合理表征本文所探究的掺混流变化规律。定义掺混面上流体的周向绝对动量 M_θ 为

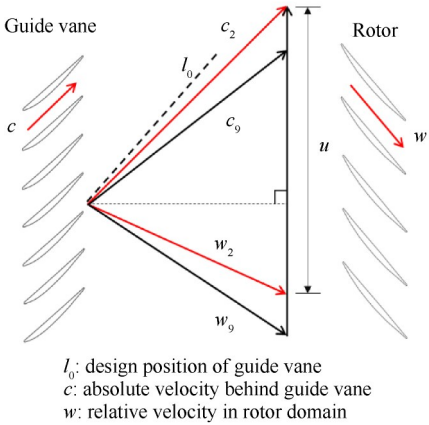
$$M_\theta = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \rho \cdot (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) \cdot v_\theta dr d\theta \tag{6}$$

式中 r_1 和 r_2 分别为交界面环面的轮毂与轮缘半径。 ρ 为密度, $\mathbf{v}$ 为速度矢量, $\mathbf{n}$ 为面法向量, v_θ 为流体微元的周向速度。

考虑到改变气动布局后,压气机流量应不发生显著的变化,因此以掺混面上流体的轴向动量 M_z 为基准进行无量纲化,得到流体的相对周向动量 W_{mix} ,其定义为



(a) Flow vector



(b) Velocity triangle

Fig. 14 Influence of guide vane deflection angle on flow

$$W_{\text{mix}} = \frac{M_\theta}{M_z} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \rho \cdot (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) \cdot v_\theta dr d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \rho \cdot (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) \cdot v_z dr d\theta} \tag{7}$$

式中 v_z 为流体微元的轴向速度。此外,将各布局下的叶片振动大小以原始模型为基准进行归一化,图 15 展示了 W_{mix} 值和归一化振动幅值的变化。结果验证了上文中对流场的分析与判断:随偏转角的增加,掺混流相对周向动量由 2.35 单向增大至 2.98,由此引发非同步振动呈现先增后减的趋势。

3.3.2 导叶栅距非谐

采用两种导叶栅距非谐布局方法,如下所示:

(1)对半分扇区

如图 16(a)所示,导叶被分为四个角度相等的扇区,每个扇区内部叶片分布均匀但叶片数目不尽相等,对其设计了四种不同的布局方案,如表 3 所示。

(2)非均分两扇区

如图 16(b)所示,四个扇区内叶片数目相等且分布均匀,但扇区角度不尽相同,对其设计了六种不同的布局方案,如表 4 所示。

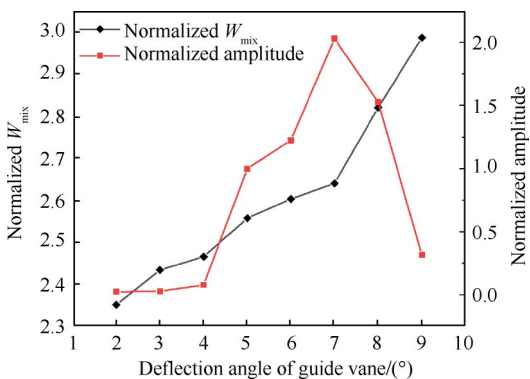


Fig. 15 Variation of W_{mix} and amplitude with deflection angle of guide vane

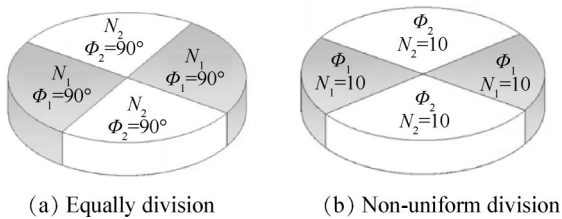


Fig. 16 Blade spacing mistuning cases

将栅距非谐程度定义如下

$$ap = \left(1 - \frac{\Phi_1/N_1}{\Phi_2/N_2} \right) \times 100\% \quad (8)$$

式中 Φ_1, Φ_2 分别为扇区 1, 2 的周向角度, N_1, N_2 分别为扇区 1, 2 的叶片数。令栅距较小的扇区为 1 号扇区, 即保证 $0 \leq ap < 1$ 。

通过表 3、表 4 中性能和减振幅度的对比可以看出, 当非谐程度 ap 位于 50% 以下时, 压气机性能变化程度较小。 ap 较大的布局方式能够有效降低叶片的

振动响应, 而 ap 较小的布局反而会使得振动恶化, 并且可以看出, 随 ap 的增加, 两种扇区方案中的叶片非同步振动幅值同样出现先增大后减小的趋势。综合性能和减振幅度, 认为 9 号模型 ($\Phi_1=65^\circ$) 具有最佳的效果, 在维持性能的情况下减振幅度达到 77%。

图 17 通过导叶中的流动矢量图揭示了这一变化的内在原因。当栅距增大时, 流体受导叶的约束作用减弱, 因此流动更趋于轴向, 如图中速度 c_{sparse} 所示。而这一变化恰好类似于导叶偏转角开大带来的影响, 进而使得动叶域内相对速度的周向分量增大。并且对于非均分扇区, 随着栅距非谐程度的增加, 导叶栅距稀疏区域的范围占比也更大, 使得更多的流体受到栅距增大带来的影响。因此, 栅距增大和偏转角开大对于掺混流周向动量的影响机理是共通的, 并且两者对于通道涡和振动幅值的影响趋势也是一致的。

进一步对栅距非谐的影响进行定量描述, 图 18 展示了掺混流周向相对动量 W_{mix} 和根据初始模型归一化后的振动幅值的变化曲线。可以看出, 随栅距非谐程度 ap 的增大, W_{mix} 逐渐由 2.63 单调上升至 3.11, 由此导致振动幅值先增大后减小。

上述结果验证了流场分析中得到的结论, 同时也提出一个设想, 即是否能归纳上述所有模型, 通过掺混流相对周向动量 W_{mix} 来判断非同步振动的幅值? 为此提取本文中所有布局方案的 W_{mix} 值和振动幅值, 并绘制成图 19 所示曲线。可以看出, 非同步振动幅值随 W_{mix} 具有明显且规律的先增大后减小的变化趋势, 并且以此为判断减振效果的依据, 可以得到: 当

Table 3 Comparison between equally dividing cases

Order	Name(N_1, N_2)	$ap/\%$	$m/\%$	$\pi/\%$	$\eta/\%$	Amplitude/%
0	Baseline	0	0	0	0	0
1	11, 9	17.39	-0.489	-0.090	-0.400	116
2	12, 8	32	-0.406	0.009	-0.207	35
3	13, 7	44.44	-0.871	-0.018	-0.552	-55
4	14, 6	55.17	-1.344	-0.279	-0.411	-94

Table 4 Comparison between non-uniform dividing cases

Order	Name(angle of Φ_1)	$ap/\%$	$m/\%$	$\pi/\%$	$\eta/\%$	Amplitude/%
5	$\Phi 85^\circ$	10.53	-0.100	-0.027	0.239	77
6	$\Phi 80^\circ$	20.00	-0.514	-0.099	-0.595	194
7	$\Phi 75^\circ$	28.57	-0.058	0.099	-0.424	165
8	$\Phi 70^\circ$	36.36	-0.738	-0.027	-0.421	-39
9	$\Phi 65^\circ$	43.48	-0.887	0	-0.625	-77
10	$\Phi 60^\circ$	50	-1.344	-0.054	-0.794	-87

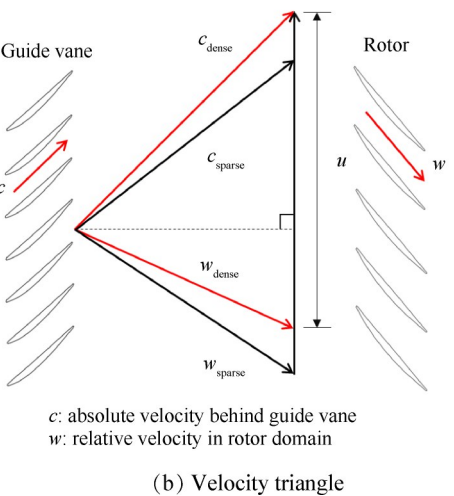
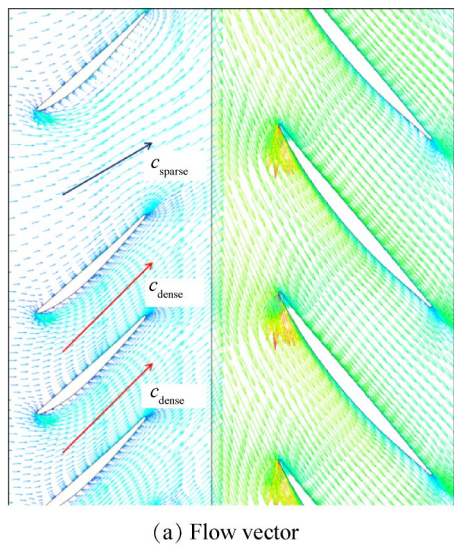
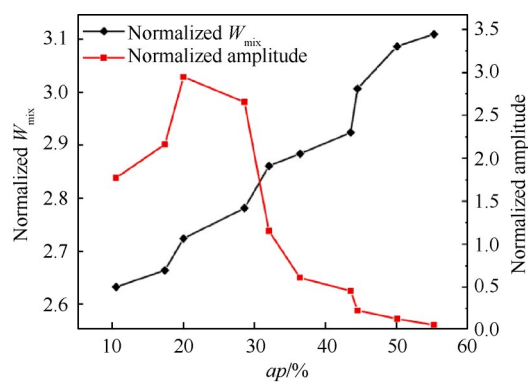
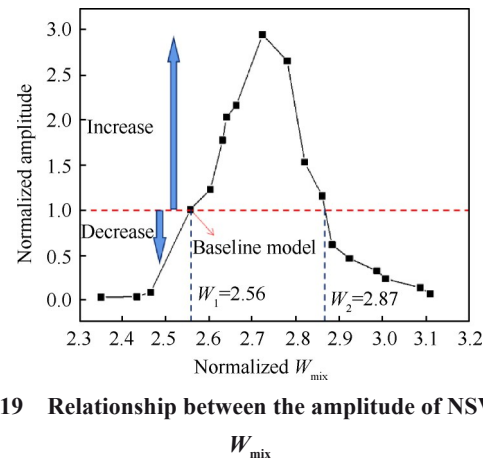


Fig. 17 Influence of blade spacing on flow



W_{mix} 值小于 2.56 或大于 2.87 时,对应的方案相较于原始模型具有良好的减振效果;而当 W_{mix} 值位于 2.56~2.87 时,该布局方案下叶片振动反而有所加剧。由此,本文提出的 W_{mix} 值为工程上预测叶片非同步振动发生情况提出了一定的参考。



4 结 论

通过本文研究,得到如下结论:

(1)叶尖泄漏流与主流掺混后形成的通道涡是诱发叶片产生非同步振动的根本原因,通道涡的演变则扮演着非定常气动力的角色。

(2)叶尖泄漏流与主流形成的掺混流在周向的传播强度决定了是否具有形成通道涡的能力,研究发现周向强度在过大或过小时均不利于形成通道涡,因此振动幅度在其达到适中时才最为显著。

(3)当导叶偏转角或导叶栅距非谐程度增大时,均会由于增大了动叶通道中的周向相对速度,而对掺混流的周向强度有一定的加强作用,使得通道涡强度和非同步振动幅值呈现先增大后减小的趋势。

(4)提出了以通道前缘截面上的流体周向相对动量 W_{mix} 为判断通道涡和振动幅度强弱的依据,并且指出当 W_{mix} 大于 2.87 或小于 2.56 时模型具有减振效果,而当 W_{mix} 介于 2.56 和 2.87 之间时振动反而有所加剧。

致 谢:感谢国家科技重大专项的资助。

参考文献

[1] 董旭,张燕峰,卢新根,等. 叶轮机颤振研究进展[J]. 推进技术, 2021, 42(1): 53-67. (DONG Xu, ZHANG Yan-feng, LU Xin-gen, et al. Research Progress of Turbomachinery Flutter[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(1): 53-67.)

[2] Eggers T, Kim H R, Bittner S, et al. Aerodynamic and Aeroelastic Effects of Design-Based Geometry Variations on a Low-Pressure Compressor[J]. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*, 2020, 5(4).

[3] 李迪,张晓杰,王延荣. 压气机转子叶片的抑颤设计[J]. 推进技术, 2020, 41(9): 2120-2129. (LI Di, ZHANG Xiao-jie, WANG Yan-rong. Design for Flutter

- Suppression of Rotor Blade in a Compressor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(9): 2120-2129.)
- [4] Drolet M, Vo H D, Mureithi N W. Effect of Tip Clearance on the Prediction of Nonsynchronous Vibrations in Axial Compressors [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(1): 011023.
- [5] Espinal D, Im H S, Zha G C. Full-Annulus Simulation of Nonsynchronous Blade Vibration Excitation of an Axial Compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2018, 140(3).
- [6] 韩亚东. 非同步振动诱因分析及其参数化描述[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2020.
- [7] Kielb R E, Barter J W, Thomas J P, et al. Blade Excitation by Aerodynamic Instabilities: A Compressor Blade Study[R]. ASME 2003-GT-38634.
- [8] Spiker M A, Kielb R E, Hall K C, et al. Efficient Design Method for Non-Synchronous Vibrations Using Enforced Motion[R]. ASME 2008-GT-50599.
- [9] Clark S T, Kielb R E, Hall K C. Developing a Reduced-Order Model to Understand Non-Synchronous Vibration (NSV) in Turbomachinery[R]. ASME 2012-GT-68145.
- [10] 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 2012-GT-68148.
- [11] Im H S, Zha G C. Simulation of Non-Synchronous Blade Vibration of an Axial Compressor Using a Fully Coupled Fluid/Structure Interaction[R]. ASME 2012-GT-68150.
- [12] Gan J, Im H, Espinal D, et al. Investigation of a Compressor Rotor Non-Synchronous Vibration with and Without Fluid-Structure Interaction [R]. ASME 2014-GT-26478.
- [13] Gan J, Im H S, Zha G C. Numerical Examination of Lock-In Hypothesis of Non-Synchronous Vibration in an Axial Compressor[R]. ASME 2017-GT-65244.
- [14] Thomassin J, Vo H D, Mureithi N W. Blade Tip Clearance Flow and Compressor Nonsynchronous Vibrations: The Jet Core Feedback Theory as the Coupling Mechanism[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2009, 131(1): 1-9.
- [15] Thomassin J, Vo H D, Mureithi N W. Experimental Demonstration of the Tip Clearance Flow Resonance Behind Compressor Non-Synchronous Vibration [R]. ASME 2008-GT-50303.
- [16] Sanders A J. Nonsynchronous Vibration (NSV) Due to a Flow-Induced Aerodynamic Instability in a Composite Fan Stator[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2005, 127(2): 412-421.
- [17] 杨晓东, 侯安平, 李漫露, 等. 栅距非谐对跨声速压气机转子气动阻尼的影响[J]. 推进技术, 2017, 38(1): 94-102. (YANG Xiao-dong, HOU An-ping, LI Man-lu, et al. Effects of Pitch Mistuning on Rotor Damping of Transonic Compressor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(1): 94-102.)
- [18] 周盛. 叶轮机气动弹性力学引论[M]. 北京: 国防工业出版社, 1989.
- [19] Hall K, Kielb R, Ekici K, et al. Recent Advancements in Turbomachinery Aeroelastic Design Analysis [R]. AIAA 2005-14.
- [20] Wang L, Liu X, Kolios A. State of the Art in the Aeroelasticity of Wind Turbine Blades: Aeroelastic Modelling [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, 64: 195-210.
- [21] 韩乐, 王延荣. 转子叶片气弹稳定性与强迫响应分析[J]. 航空发动机, 2021, 47(4): 82-90.
- [22] Kenyon J A, Rabe D C, Fleeter S. Aerodynamic Effects on Blade Vibratory Stress Variations[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 1999, 15(5): 675-680.
- [23] Zhai Y, Bladh R, Dyverfeldt G. Aeroelastic Stability Assessment of an Industrial Compressor Blade Including Mistuning Effects [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(6): 060903.
- [24] Fu Z, Wang Y, Jiang X, et al. Tip Clearance Effects on Aero-Elastic Stability of Axial Compressor Blades [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, 137(1).
- [25] 牛永红, 侯安平, 张明明, 等. 非均匀静子布局对转子叶片振动的影响[J]. 推进技术, 2015, 36(7): 1078-1084. (NIU Yong-hong, HOU An-ping, ZHANG Ming-ming, et al. Effects of Asymmetric Vane Spacing on Rotor Blade Vibration[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2015, 36(7): 1078-1084.)
- [26] Yu D O, Kwon O J. Predicting Wind Turbine Blade Loads and Aeroelastic Response Using a Coupled CFD-CSD Method [J]. *Renewable Energy*, 2014, 70: 184-196.
- [27] 韩佳, 沙云东. 多级轴流压气机噪声源特性分析[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2012, 29(1): 31-33.
- [28] 杨明绥, 刘思远, 王德友, 等. 航空发动机压气机声共振现象初探[J]. 航空发动机, 2012, 38(5): 36-42.

(编辑:白鹭)