

雷诺数对轴流压气机转子非定常流动的影响

陈智洋, 吴艳辉, 安近怀远, 甘钧文

(西北工业大学 动力与能源学院

陕西省航空发动机内流动力学重点实验室, 西安 710072)

摘 要: 针对某轴流压气机转子, 结合地面试验采用5通道的数值模拟方法在两个海拔高度下对该转子进行数值模拟, 分析雷诺数(Re)对压气机中非定常流动的影响。在地面条件下数值模拟绝对坐标系下的频率均落于试验旋转不稳定(RI)的驼峰频率带宽范围内。相对坐标系下相邻通道的数值监测信号互功率谱证明了压气机中周向扰动的存在。该周向扰动的产生是泄漏流与叶顶载荷分布周期性相互作用的结果。高空20 km下压气机中存在特征频率不同的多个周向扰动。此时在叶片近吸力面的尾缘处存在较大范围的流动分离区, 由此引起的径向低能流体与叶顶间隙泄漏流相互作用, 并共同影响叶顶载荷分布, 引起低雷诺数下压气机流动非定常性周向传播。

关键词: 轴流压气机; 雷诺数; 试验测量; 非定常流动; 旋转不稳定

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Impact of Reynolds number on unsteady flow in axial flow compressor rotor

CHEN Zhiyang, WU Yanhui, AN Jinhuiyuan, GAN Junwen

(Shaanxi Key Laboratory of Internal Aerodynamics in Aero-Engine,

School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Experimental measurements were conducted for an axial high-speed subsonic compressor rotor on the ground. Numerical investigations were carried out at two altitudes to explore the mechanism of circumferential propagation characteristic at different Reynolds number (Re). Results showed that, on the ground, rotating instability (RI) was measured near stall condition, which was characterized by a hump frequency band in the spectrum. Characteristic frequencies of numerical pressure signals were limited in the frequency band of RI on the ground. The spectrums of the neighboring passages indicated that the flow unsteadiness rotated in the compressor. The circumferential disturbance was result of the periodic interaction between the blade tip leakage flow and the blade tip load. At the altitude of 20 km, there were several circumferential disturbances with different characteristic frequencies in the compressor near stall condition. The radial flow from the hub to tip induced by the suction surface flow separation was dominant in the tip region. The blade tip load was influenced both by the radial flow and tip leakage flow, as a result of the circumferential dis-

收稿日期: 2019-06-10

基金项目: 国家自然科学基金(11572257, 51790512, 51536006, 51276148); 西北工业大学博士论文创新基金(CX201912)

作者简介: 陈智洋(1990—), 男, 博士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究。

通信作者: 吴艳辉(1972—), 女, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事叶轮机械气动热力学研究。E-mail: wyh@nwpu.edu.cn

引用格式: 陈智洋, 吴艳辉, 安近怀远, 等. 雷诺数对轴流压气机转子非定常流动的影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(12): 2706-2718. CHEN Zhiyang, WU Yanhui, AN Jinhuiyuan, et al. Impact of Reynolds number on unsteady flow in axial flow compressor rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(12): 2706-2718.

turbance at low Re .

Key words: axial flow compressor; Reynolds number; experimental measurement; unsteady flow; rotating instability

深刻理解压气机流动失稳机理是发展压气机流动控制方法进而提高压气机性能的前提。针对压气机流动失稳的研究表明,压气机流动失稳与其转子叶顶区的非定常流动密切关联。早期相关的研究工作主要集中在压气机失稳的起始机理上,在此期间,科研人员提出了模态波^[1-2]和突尖波^[3]两种失速起始形式。而近年来,针对压气机转子叶顶区非定常流动,在靠近失速边界的稳定工况也吸引了大量的研究。部分研究表明,压气机叶顶区非定常现象是由叶顶泄漏涡或与之相关的新涡系结构的运动引起的^[4-8];另一部分的研究显示,压气机叶顶区非定常现象是泄漏流与主流相互作用自诱导的结果^[9-12]。

本文所关注的旋转不稳定(rotating instability, RI)非定常流动现象,正是在对近失速工况的叶顶区非定常现象的研究中发现并逐渐认识的。Mailach 等^[13]研究表明,RI 与压气机叶片振动、气动噪声以及失速产生都存在密切关联,这使得对它的研究也逐渐成为热点。通过对某低速大尺寸轴流压气机的试验研究,Mailach 等^[13]发现 RI 是一种类似突尖波的短尺度周向扰动波,其信号频谱表现为一个低于叶片通过频率的驼峰带宽。

在 RI 流动机理研究方面,Mailach 等^[6,13]对上述低速压气机以及某平面叶栅的叶顶流场进行了试验测量,基于时均统计测量结果他们认为 RI 源于叶顶泄漏涡的波动。而国内王昊等^[14-15]针对某一低速轴流压气机的研究也认为叶顶泄漏流的周向传播特性与 RI 的形成密不可分。另一方面 März 等^[4]针对某轴流通风机中 RI 的试验和全通道非定常数值模拟则表明,泄漏流与近机匣壁轴向反流和来流相互作用形成了一个径向涡结构,并用该涡结构的周向运动来揭示 RI 的出现。Biela 等^[8], Hah 等^[16-17]针对某跨声压气机近失速工况的 RI 现象进行了试验和大涡模拟(LES)研究,他们发现了与 März 等^[4]试验测量类似的机匣壁低静压区的运动,因此沿袭了旋转不稳定涡运动的观点来解释跨声压气机中 RI 的流动机理。Yamada 等^[7]采用机匣壁动态压力测量并结合多通道的分离涡模拟(DES)对某低速轴流压气机中的 RI 进行了研究,他们认为泄漏涡的破碎

及其周向传播导致了 RI 的出现。在国内吴艳辉等^[5,18-20]对跨声转子及亚声转子流场中的涡系结构进行了详细的分析,发现类似 Yamada 等提到泄漏涡破碎,同时在泄漏涡破碎后形成一个类似 März 等^[4]研究中的径向涡系结构。

上述对 RI 流动机理的研究尚未有较为明确的结论,但却可以发现 RI 和叶顶泄漏流有密切关系。从影响叶顶泄漏流或叶顶载荷的因素着手,科研人员对不同叶顶间隙^[21-22],不同转子转速^[23-25]以及不同叶片安装角^[26-27]等条件对 RI 流动机理的影响做了大量的研究。然而却少有研究对 RI 在低雷诺数条件下进行探索。因此本文以某高速亚声轴流压气机孤立转子为研究对象,在地面进行压气机试验测量并分析叶顶区动态压力信号。在不同雷诺数下采用多通道的数值模拟方法,对比分析不同雷诺数对转子叶顶区非定常流动的影响,进一步揭示 RI 的流动机理。

1 研究对象及试验测量

本文研究对象为西北工业大学高亚声轴流压气机孤立转子试验台,图 1 给出了该试验台的结构示意图。该试验台转子轮毂比为 0.6,叶顶直径为 298 mm 以及叶顶稠度为 0.961,其详细的设计参数和几何参数见文献^[28]。本文首先开展了该压气机在地面条件下的试验测量。结合先前针对该试验台关于 RI 的研究^[25,29-31],试验的转子叶顶间隙为 0.4 mm,其地面转速为 10 765 r/min。

试验时,通过节气门和孔板流量计可以控制通过压气机的流量以及完成该流量的测量。在转子进口测量截面①和出口测量截面②分别采用三孔压力探针测量相关气动参数,从而可以获得转

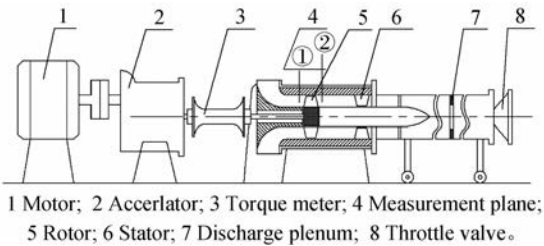


图 1 轴流压气机试验台结构简图
Fig. 1 Schematic diagram of the axial compressor test rig

子的压比以及进、出口总温。由于压气机转子前后总温升较小,考虑测量误差,直接用测得的总温升来计算效率的方法是不合适的。在此用扭矩测功仪获得对气体的加工量,间接得到总温升,再通过效率公式得到压气机转子的效率。通过关小节气门减小压气机的流量,从而改变压气机运行工况。在相应的工况同时进行了稳态气动参数的采集,获得试验转子的稳态特性以及稳定工作的流量范围。根据稳态测量的结果,找到压气机在该转速下的峰值效率(experimental peak efficiency, EPE)工况。从 EPE 开始,通过微调节气门直至试验近失速边界(experimental near stall, ENS)工况,每个稳定工况进行动态压力信号采集。采样频率为 100 kHz,每个工况的数据存储时间为 3 s。其中机匣壁上的动态压力测量是由高频响动态压力测量系统完成。该系统主要由 Kulite 高频动态压力传感器、信号调理器、信号采集、分析模块以及计算机组成。机匣壁上传感器的安装位置图 2 所示,其中安装孔直径(d)为 4 mm,轴向位置为 Z 。以转子叶顶前缘为基准,图中测点 1 至测点 7 的位置分别为 -25% 、 0 、 19.4% 、 38.8% 、 58.2% 、 77.6% 和 97% 叶顶轴向弦长处(记作 C_{ax})。

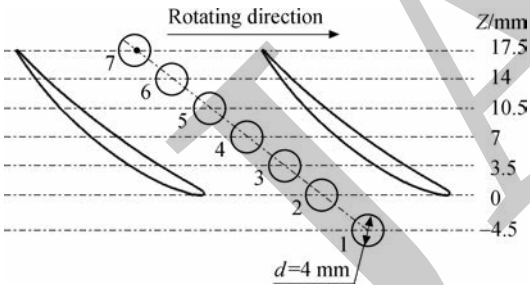


图 2 动态压力传感器布置示意图

Fig. 2 Arrangement of dynamic pressure transducers

2 数值模拟方法

本文使用商业软件 NUMECA 对压气机转子进行多通道的定常及非定常数值模拟。控制方程为雷诺时均的 Navier-Stokes 方程。采用有限体积中心格式对控制方程进行离散。王如根、周敏等^[32-33]的研究校核了湍流模型及转捩模型,发现采用加入 AGS(Abu-Ghannam/Shaw)转捩模型的 SA(Spalart-Allmaras)湍流模型来进行数值模拟时,无论在高雷诺数还是低雷诺数均有较好的计算精度。此外杨琳等^[34]结合 SA 湍流模型和 AGS 转捩对二维平板及涡轮叶栅边界层转捩的研究表明,在平板中数值模拟结果与试验吻合较好,在涡轮叶

栅中虽然数值模拟与试验稍微差异,但是趋势与试验保持一致。综述所述,本文选取了加入 AGS 转捩模型的 SA 湍流模型进行数值计算。

在定常计算时,时间项采用显式 4 阶 Runge-Kutta 方法迭代求解。在进行非定常计算时采用隐式双时间步方法,叶片通过一个栅距给定 20 个物理时间步,每一物理时间步下的虚拟时间步为 50。在之前的研究中^[30],通过单通道的非定常模拟对物理时间步进行无关性验证。如图 3 对比了两个不同物理时间步设置下叶片通道静压(p)监测信号频谱特性,其中物理时间步记作 τ ,频域以叶片通过频率(记作 f_b)为基准进行无量纲化。图中两组静压监测信号的特征频率在大小及幅值相差很小,因此可以认为 20 个物理时间步的设置已经满足无关性要求。

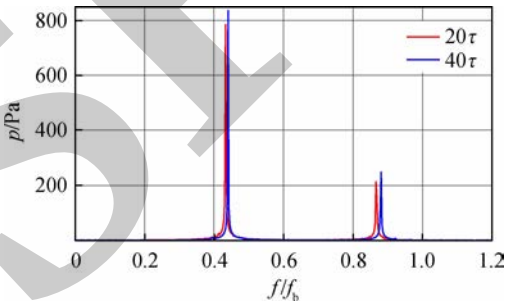


图 3 不同物理时间步单通道数值模拟静压信号频谱^[30]

Fig. 3 Characteristic frequency of the flow unsteadiness with two different time steps in single-passage simulation^[30]

计算空间离散格式采用基于通量差分离散法的二阶迎风格式,并采用 van albada 限制器限制解的振荡。为加速计算收敛及提高计算效率,还采用多重网格法、当地时间步长法及隐式残差光顺等方法。进行数值模拟时,进口边界条件给定总温、总压,出口边界给定叶顶处的静压,通过简化径向平衡方程得出静压沿叶高的分布。固壁边界采用无滑移边界条件。为监测绝对坐标系下静压信号,数值模拟设置了静止块。其中定常计算转静交界面采用混合平面法,非定常计算使用区域缩放法。

考虑到本文所要预测研究的 RI 是一种小尺度周向扰动,Mailach 等^[6]试验测量表面 RI 的周向尺度为 0.5~3 倍叶片栅距,以及在 Yamada 等^[7]四通道的数值模拟对周向小尺度扰动波的良好预测。因此在本研究采用了五通道计算域对压气机转子进行数值模拟。计算网格采用了分区网格技术,在叶片通道采用 H-I 型网格拓扑结构,叶顶区域为 O

型网格嵌套 H 型网格的“蝶”型网格,进口段为设为静止的 H 型网格块,图中用绿色标明。单通道网格节点数超过 61 万,根据卢新根^[28]针对该试验台数值模拟网格密度的研究,该网格密度满足网格无关性。图 4 给出了本文计算所采用的网格。为了便于后续分析,如图中将叶片编号,其中 1PS 表示叶片 1 压力面,1SS 表示叶片 1 吸力面。将叶片 1 和叶片 2 之间的通道称为通道 1,以此类推,直到叶片 5 和叶片 1 吸力面之间称为通道 5。

在进行非定常数值计算时,为了分析非定常流动的频率特性,并与试验结果作对比,在跨叶片截面分层布置数值探针。以通道高为基准,各层截面的径向位置为 2.6%、17.2%、49.6%、88.5%、92.5%、98.2%、98.8%、99%、99.1%(叶顶)以及 99.7%(叶顶间隙中部)通道高(a)。在各个跨叶片截面靠近所有叶片的压力面和吸力面沿轴向对应试验测点 2~测点 7 处布置数值探针。同时在静子块上,对应试验测点 1 的位置也布置数值探针。图 5 给出了叶片近压力面处数值探针的监测位置示意图。

在进行数值计算时,首先进行定常计算获得压气机稳定工作特性线,再以定常计算最后一个稳定工况点的结果作为出场,开始启动非定常计算。通过逐步增加计算域出口背压的方式逼近非定常计算的数值失速点。为了比较不同雷诺数下

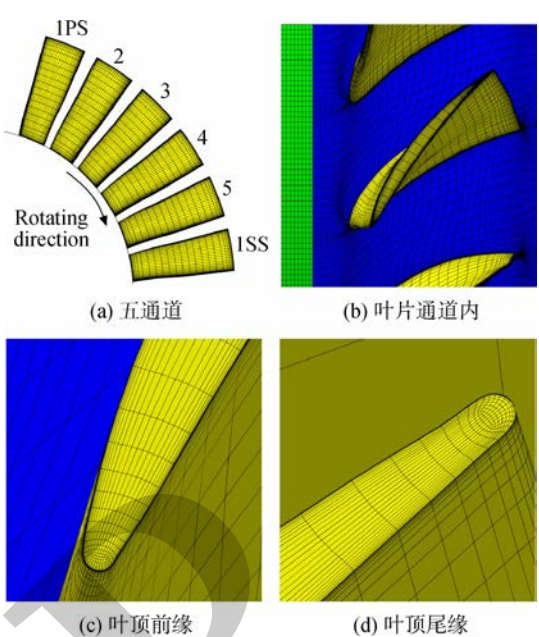


图 4 计算网格拓扑
Fig. 4 Computational grid topology

压气机转子流场非定常流动的流场差异及其机理,针对该转子分别在 0 km 和 20 km 两个高度下进行多通道的数值模拟。后续的表述中均以高度来代指不同雷诺数。为了便于比较,将 20 km 下压气机的转速设置为折合转速与地面的一致。进口给定相应的总温和总压。具体相关数值模拟参数见表 1。

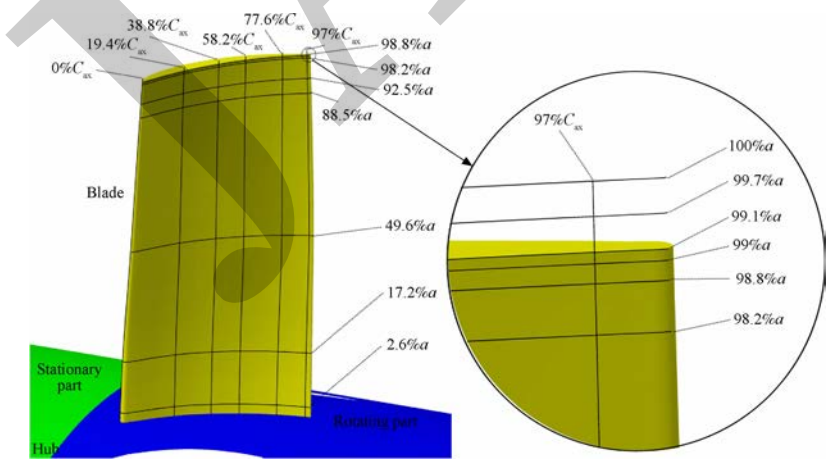


图 5 数值探针布置示意图
Fig. 5 Arrangement of numerical pressure probes

表 1 不同高度数值模拟的相关参数

Table 1 Numerical parameters of the simulations at different altitudes					
高度/km	进口总温/K	进口总压/Pa	物理转速/(r/min)	折合转速/%	雷诺数/ 10^5
0	288.15	101 325	10 765	100	6.67
20	216.65	5 475	9 334	100	0.52

3 结果及分析

3.1 不同雷诺数下转子性能的比较

图 6 给出了地面条件(0 km)试验结果和两个不同高度条件数值计算结果的总性能。图中压气机数值模拟最后一个收敛工况,即数值模拟近失速(numerical near stall,NNS)工况在海拔高度为 0 km 和 20 km 分别记作 NNS0 和 NNS20。从图中可以明显地看出,0 km 的数值模拟结果与试验数据变化趋势吻合较好。压气机工况靠近失速边界,其数值模拟得到的性能曲线(尤其是非定常数值模拟的结果)基本落于试验测量性能曲线的误差带内。随着压气机工作高度的升高,压气机进口叶弦雷诺数有明显的减小,由此导致压气机转子性能也发生急剧恶化。相比 0 km 地面工况,压气机在 20 km 高空的峰值效率降低超过 10%,最大压比下降了 3.4%。当前关于压气机低雷诺数

的相研究表明,低雷诺数工况下叶片吸力面附面层的径向涡流在压气机流动失稳及性能恶化过程中起着重要作用。加剧了叶顶吸力面流动分离从而引起叶顶区流动堵塞。然而本文并非再对其损失原因进行探究,而是将关注点放在低雷诺数下压气机中的非定常流动现象上。

3.2 0 km 试验及数值模拟信号分析

结合试验测量对 0 km 下压气机转子叶顶区的压力信号进行频谱分析。图 7 给出了 0 km 的试验测量动态压力信号沿弦长方向的功率谱密度分布,其幅值声压级(sound pressure level,量符号记为 L_p)定义见公式(1),其中 p_e 为当地静压, p_{rel} 为参考静压,本文参考静压取 2×10^{-5} Pa。

$$L_p = 20 \lg \frac{p_e}{p_{rel}} \tag{1}$$

在 EPE 和 ENS 工况的频谱可以发现,图中主要的特征频率是叶片通过频率及其倍频。两个工况的频谱在 25% C_{ax} 靠近 $1f_b$ 以及 50% C_{ax} 靠近 $2f_b$ (由黑色框示出)均出现高幅值区。这说明了此处高幅值区的形成与压气机的流动不稳定无关,可能是压气机系统本身所引起的。此外,近失速工况频谱与效率峰值工况相区别的最明显特征是前者存在一个低于 $1f_b$ 的高幅值频率激励带宽。该激励带宽的出现说明了近失速工况叶片通道流场出现了非定常扰动。该扰动主要出现在叶片通道内,在 -25% C_{ax} 至叶片前缘处无较为明显的特征频率。

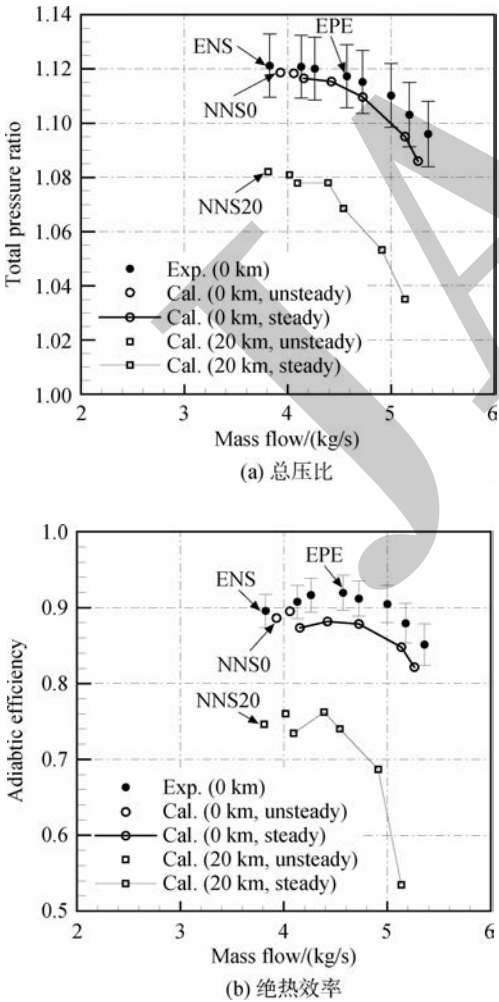


图 6 不同雷诺数下转子性能曲线

Fig. 6 Performance of the rotor at different Re

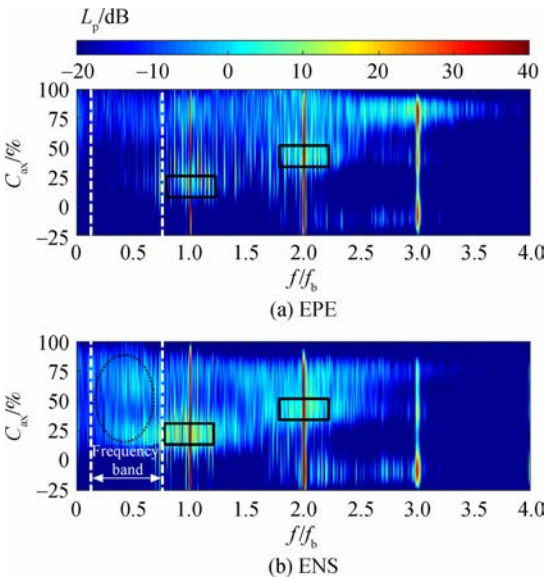


图 7 EPE 和 ENS 工况沿弦长方向功率谱分布

Fig. 7 Spectrum distribution along the axial chord length direction for EPE and ENS

图 8 进一步给出了试验测量信号功率谱和数值监测信号频谱,对试验测量压力信号及数值模拟压力监测信号的幅频特性进行分析和比较。其中试验测量信号取自 19.4% C_{ax} 处的压力探针监测数据,数值监测信号取自静止块上 98.15% 通道高处的监测数据。试验动态压力信号功率谱图上出现了一个低于 $1f_b$ 且呈驼峰形式的激励频率带宽,其频率带宽均值约为 $0.5f_b$ 。这表明压气机在地面条件下的试验存在被称为旋转不稳定^[16]的非定常流动现象。此外 0 km 的数值模拟中,绝对坐标系数值静压信号频谱上低于 $1f_b$ 的特征频率表明了流场非定常扰动的存在。由于数值模拟的计算域为五通道,人为的引进相位边界条件,在一定程度上改变了周向扰动波的频率及速度,也导致在数值模拟中无法捕捉到试验中由峰值尖突构成的 RI 驼峰特征频谱。然而数值模拟非定常扰动信号的特征频率均落于试验信号特征频率的驼峰范围内虽然与试验动态压力频谱存在较大差异,但依然能够从定性上预测非定常流动周向传播的特性机器流动机理。

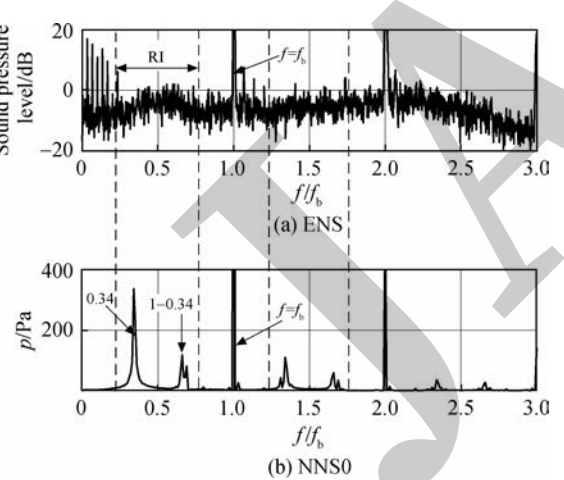


图 8 0 km 压气机近失速工况试验和数值信号频谱
Fig. 8 Spectra of measured and numerical pressure signals for near stall conditions at the altitude of 0 km

图 9 给出了相对坐标系的监测信号频谱。转动块上监测点采集的静压信号的特征频率为 $0.26f_b$ 。在该信号频谱上并无 f_b 特征频率,只存在 $0.26f_b$ 的特征频率及其频。图 10 进一步给出 $0.26f_b$ 特征频率的幅值大小在近叶片表面分布情况。0 km 压气机叶片近压力面的流场非定常性总体上要强于吸力面处。在 25% C_{ax} 近压力面叶顶区的非定常扰动强度最大。在叶片吸力面,

前缘高幅值区的形成可能与前缘分离涡的运动有关,而尾缘高幅值区则可能和该处径向运输流体运动有关。

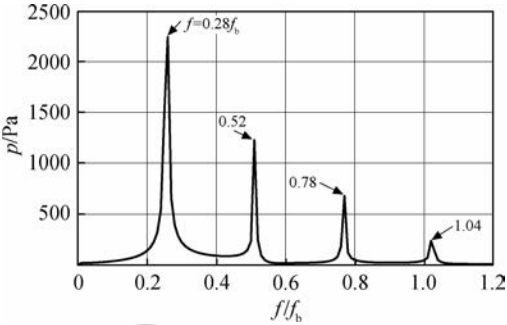


图 9 NNS0 工况 19.4% C_{ax} 及 98.2% a 处监测信号频谱

Fig. 9 Spectrum of numerical pressure signal at 19.4% C_{ax} and 98.2% a for NNS0

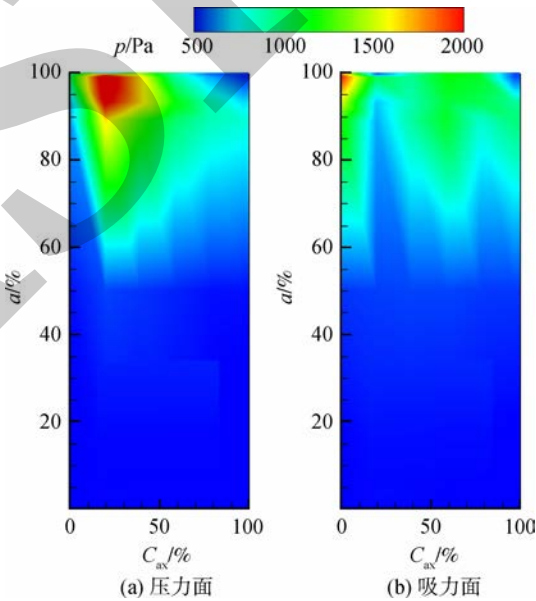


图 10 NNS0 工况相对坐标系特征频率($0.26 f_b$)幅值分布

Fig. 10 Characteristic frequency ($0.26 f_b$) amplitude variation for NNS0 at relative reference frame

图 11 给出了通道 3 和通道 4 同一位置两组静压监测信号的互功率谱密度 (cross power spectral density, CPSD, 量符号记为 D_{cps})、相干性 (γ^2) 及相位角 (φ) 关系。在特征频率 $0.26f_b$ 及其倍频处,两组信号的相干性近似为 1,相干性程度明显高于其他频率。这说明了在压气机转子叶片通道中的非定常扰动在叶顶环面沿周向传播。特征频率的互功率谱相位近乎固定为 -0.8π ,即通

道 3 中静压信号相位比通道 4 中超前 1.2π 。由相对坐标系下非定常扰动周向速度 N_{rel} 的表达式 (具体推导过程参考文献[29-30])

$$N_{rel} = \frac{2\pi}{\Delta\varphi} \cdot \frac{f_{rel}}{f_b} N_b \tag{2}$$

可得 0 km 条件下压气机叶顶区非定常扰动以 0.43 倍转子转速逆转子转动方向周向传播。公式(2)中 $\Delta\varphi$ 为两信号相位差, f_{rel} 为相对坐标系信号特征频率, f_b 为叶片通过频率以及 N_b 为转子转速。

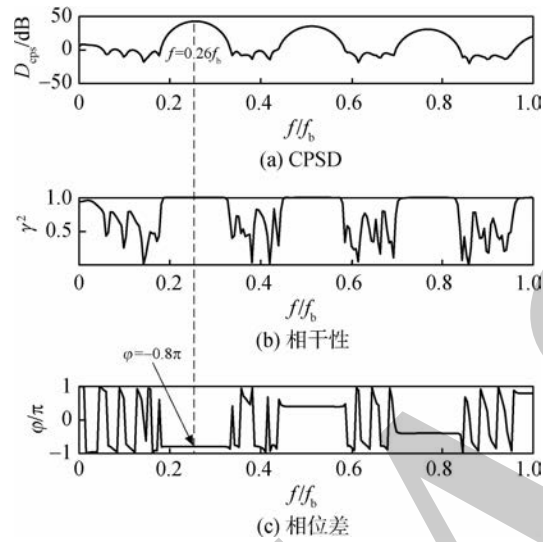


图 11 NNS0 工况周向相邻静压信号互功率谱密度、相干性及相位差
Fig. 11 Cross power spectral density, coherence and phase angle of two circumferential neighboring signals for NNS0

上述 0 km 数值模拟的周向非定常扰动传播速度在 RI 的传播速度范围内,且数值模拟静压信号的特征频率亦落在试验特征频率带宽内,因此可以认为本文 0 km 条件的数值模拟预测到的周向非定常扰动可以定性的反映 RI 的流动机理。

3.3 20 km 低雷诺数数值模拟信号分析

图 12 给出了高空(20 km)条件下数值模拟静压监测信号频谱图。静压监测点的位置与地面条件一致。相比地面,在 20 km 条件静压监测信号频谱特征频率的幅值要远低于地面条件下的特征频率幅值。在绝对坐标系下静压频谱中出现的 $0.2f_b$ 及其倍频是五通道计算与带来的。20 km 绝对坐标系静压频谱存在 4 个主要特征频率 $0.096f_b, 0.256f_b, 0.36f_b$ 和 $0.456f_b$ 。根据文献[29-30]的周向扰动波相关参数的推导,压气机中

非定常扰动信号在绝对坐标系下的频率和相对坐标系下的频率有如下关系:

$$f_{abs} = |k_{mn} (N_b - N_{rel})| = \left| \frac{\Delta\varphi}{2\pi} - \frac{f_{rel}}{f_b} \right| f_b \tag{3}$$

其中 k_{mn} 是周向扰动波的模态波数,其表达式为

$$k_m = \frac{mT_{rel} + \Delta t}{T_{rel}} B \tag{4}$$

$(m = \cdots, -2, -1, 0, 1, 2, \cdots)$

其中 B 为叶片数目,由公式(3)及图 13 得到相邻通道静压信号相位差可知 20 km 条件下相对坐标系下相应的特征频率依次为 $0.104f_b, 0.144f_b, 0.24f_b$ 和 $0.344f_b$ 。

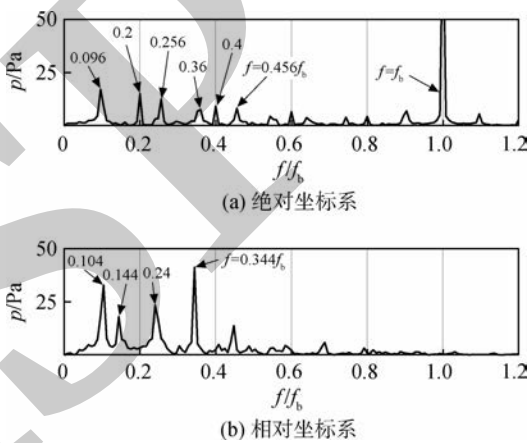


图 12 在 NNS20 工况静压波动频谱
Fig. 12 Spectra of static pressure oscillations for NNS20

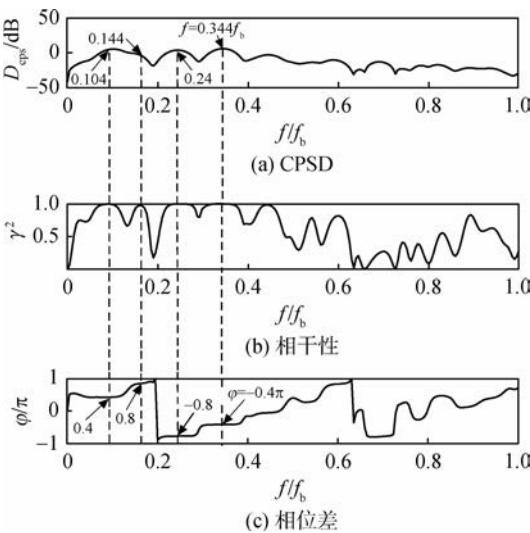


图 13 NNS20 工况周向相邻静压信号互功率谱密度、相干性及相位差
Fig. 13 Cross power spectral density, coherence and phase angle of two circumferential neighboring signals for NNS20

20 km 条件相应的通道 4 和通道 3 同一位置两组静压监测信号的互功率谱密度、相干性及相位关系可见图 13。在 4 个特征频率及其相应的和频处,两组信号的相干性近似为 1,相干性程度明显高于其他频率。其中每个频率都有着近乎固定的互功率谱相位,但不同频率所对应的互功率谱相位存在差异,这使得频域上两组信号的互功率谱相位呈现线性关系。因此可以肯定,在高空低雷诺数条件下,压气机在近失速工况同样存在周向传播的扰动。此外,多特征频率也表明了此时压气机中存在多个不同周向传播速度的扰动。

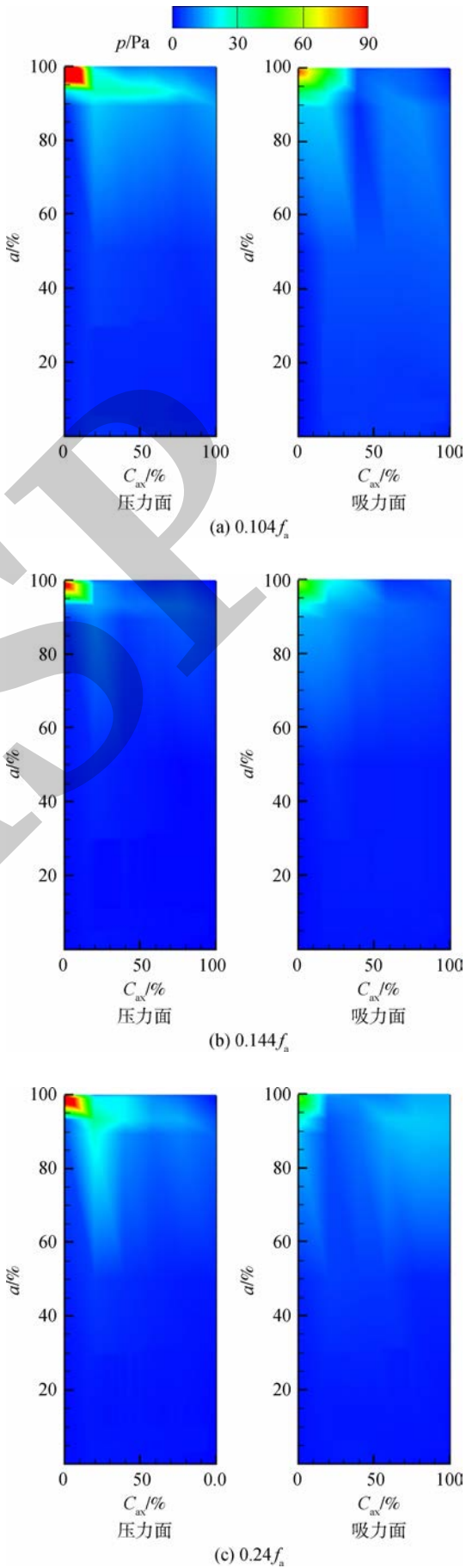
表 2 给出 20 km 数值模拟压气机中中周向非定常扰动的相关参数。0.104 倍频率的波长为 5 个叶片栅距,并不在 RI 试验范围内^[6]。可以看出 0.104 f_b 频率是 0.344 f_b 和 0.24 f_b 两个特征频率之差。因此在 20 km 条件下压气机中流动非定常性直接产生的特征频率主要 3 个,分别为 0.144 f_b ,0.24 f_b 和 0.344 f_b 。相对坐标系下其相应的速度为逆转子转动方向 0.36 倍转子转速,0.4 倍转子转速以及 0.43 倍转子转速。表中 f_{abs} 和 N_{abs} 分别在绝对坐标系下的频率和周向速度。

表 2 NNS20 工况静压波动主要参数

Table 2 Main parameters of static pressure oscillations for NNS20

f_{rel}/f_b	f_{abs}/f_b	$\Delta\varphi/\pi$	$ N_{rel}/N_b $	$ N_{abs}/N_b $	B/k_m
0.104	0.096	0.4	0.52	0.48	5
0.144	0.256	0.8	0.36	0.64	2.5
0.24	0.36	1.2, -0.8	0.4	0.6	1.67
0.344	0.456	1.6, -0.4	0.43	0.57	1.25

图 14 进一步给出了 20 km 条件相对坐标下系近压力面和吸力面静压信号特征频率的幅值分布。观察主要特征频率的幅值分布发现:无论在叶片近压力面还是近吸力面,在叶顶前缘处的流动非定常性最为显著。这表明低雷诺数下压气机中流动非定常性可能与叶顶前缘的流动密切相关。此外流场中对应 0.24 f_b 和 0.344 f_b 特征频率的流动非定扰动在叶片尾缘处也存在较强的非定常性。这说明了对应 0.24 f_b 和 0.344 f_b 特征频率的流动非定常扰动与叶片尾缘处的非定常流动有关。



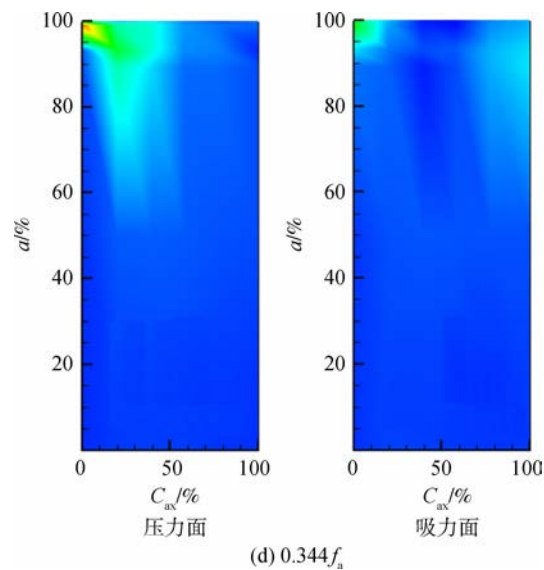


图 14 NNS20 工况相对坐标系下近压力面和吸力面静压信号特征频率幅值分布

Fig. 14 Characteristic frequency amplitude distribution on pressure surface side and suction surface side for NNS20 at relative reference frame

3.4 0km 压气机流场非定常性分析

由文中第 3.3 节的频谱分析可知,地面条件下相对坐标系静压信号的非定常特征频率为 $0.26f_b$ 。根据数值模拟中每个通道设置为 20 个物理时间步,即可估算此时压气机相对坐标系中的非定常波动周期为约为 $20/0.26=77$ 个物理时间步(记作 $T_{0.26}$)。图 15 给出了地面条件下近压力面 98.2%通道高处静压系数随时间的分布情况。其中静压系数的定义见公式(5)

$$C_p = \frac{p - p_0}{0.5\rho U_t^2} \tag{5}$$

其中 p 为静压, p_0 为标准大气压, ρ 为大气密度以及 U_t 为转子叶顶线速度。在近压力面侧 98.2%通道高处,靠近叶片前缘存在一个局部低压区,该低压区随时间沿着压力面向叶片尾缘移动,并逐渐消失。

图 16 进一步给出地面条件压气近失速工况叶顶区一个扰动周期内叶片压力面静压分布以及叶顶泄漏流情况。如图可知地面条件下压气机叶片压力面的低压区(红色虚线圆示出)形成是邻叶片叶顶泄漏流冲击叶片的结果。该低压区随泄漏流的周期性波动作周期性运动。

图 17 给出了 0km 压气机近失速工况 98.2%通道高截面的相对马赫数云图。叶顶泄漏流与主流相互作用在叶片通道中产生低相对马赫数区。随着叶顶泄漏流的周期性波动,该低相对马赫数

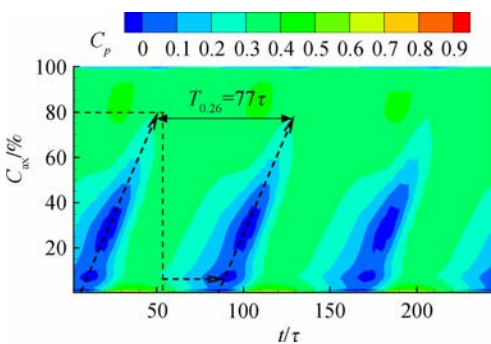


图 15 NNS0 工况近压力面侧 98.2%通道高处静压的波动

Fig. 15 Static pressure oscillation on pressure surface side at 98.2% span for NNS0

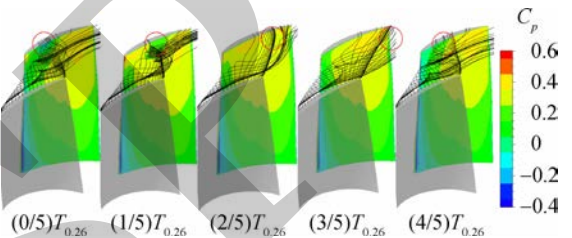


图 16 NNS0 工况近压力面静压系数瞬时云图及叶顶泄漏流动

Fig. 16 Instantaneous static pressure coefficient contours on pressure surface side and tip leakage flow streamlines NNS0

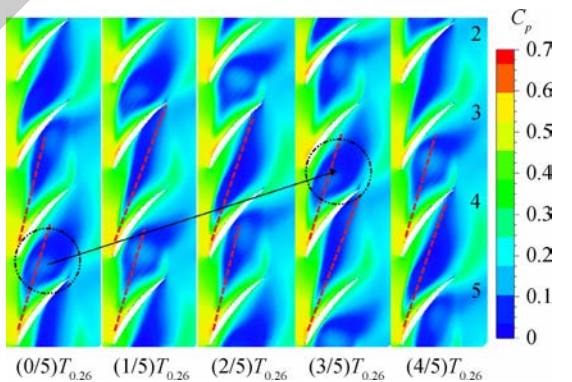


图 17 NNS0 工况 98.2%通道高截面相对马赫数瞬时云图分布

Fig. 17 Instantaneous relative Ma contours on the blade-to-blade section at 98.2% span for NNS0

区随时间在叶片通道中周期性变化。而图 16 分析可知泄漏流冲击相邻叶片压力面将会影响该叶片的叶顶的静压分布。亦即泄漏流的周期性波动会使得相邻叶片的叶顶载荷分布呈现周期性变化。相邻叶片叶顶载荷的周期性变化将诱导了下一个通道叶顶泄漏的周期性波动。最终使得这种非定常扰动在叶顶环面上周向传播。在图 17 中

可以观察到,当前一个通道中相似流动结构传播到下一个通道的时间大约为 $(3/5)T_{0.26}$,也就是 0.43 倍的转子转速,这与前述由相位差所得的传播速度一致。

图 18 给出了 0 km 条件下近失速工况叶片吸力面极限流线分布。可看到 0 km 下压气机叶片吸力面靠近尾缘处流动分离区域变化周期与泄漏流一致。即此时该处流动分离小,径向流动弱,流场由漏流动所主导。上述分析可知,在地面压气机中 RI 的形成主要是叶顶间隙泄漏流动与叶顶载荷分布两者周期性互相作用的结果。

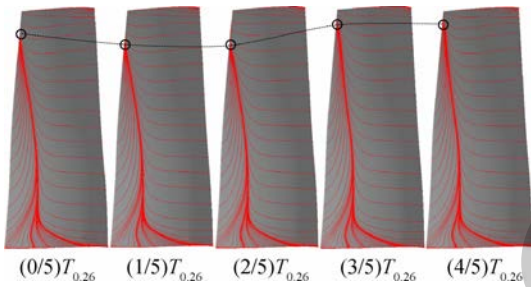


图 18 NNS0 工况近压力面瞬时极限流线图
Fig. 18 Instantaneous limit streamlines on pressure surface side for NNS0

3.5 20km 压气机流场非定常性分析与比较

前述 20 km 压气机中静压信号频谱存在 3 个主要特征频率,其对应的波动周期计算可知分别约为 $20/0.144=139(T_{0.144})$ 、 $20/0.24=83(T_{0.24})$ 以及 $20/0.344=58(T_{0.344})$ 个物理时间步。图 19 给出了不同高度下相对坐标系下静压系数的波动情况。0 km 压气机的静压波动具有较严格的周期性。而在 20 km 静压波动多特征频率对应多个不同波动周期的叠加使得静压波动比较混乱。因此本文选取 $0.344f_b$ 特征频率对应的非定常扰动作为分析对象,厘清其周期性波动情况,以此来探究 20 km 压气机流场非定常流动机理。

图 20 给出了 20 km 压气机近失速工况通道 3 和通道 4 在 19.4% C_{ax} 和 98.2% 通道高处的静压监测压信号比较。如图可观察到,在通道 3 内监测信号的相邻两个峰值点之间的时间步长大约为 58 个物理时间步。这正与前述 $0.344f_b$ 特征频率所对应的非定常扰动周期一致。此外,通道 3 和通道 4 监测信号的时间相位差(Δt)大约为 46 个物理时间步,即 0.8 倍的扰动周期,这与 $0.344f_b$ 的互功率谱相位差 1.6π 是一致的。

图 21 给出了 20 km 压气机近失速工况

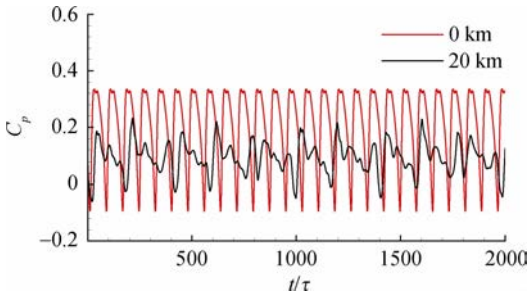


图 19 NNS0 工况和 NNS20 工况 19.4% C_{ax} 和 98.2% 通道高处静压系数波动

Fig. 19 Oscillations of pressure coefficient at 19.4% C_{ax} and 98.2% span on suction surface side for NNS0 and NNS20

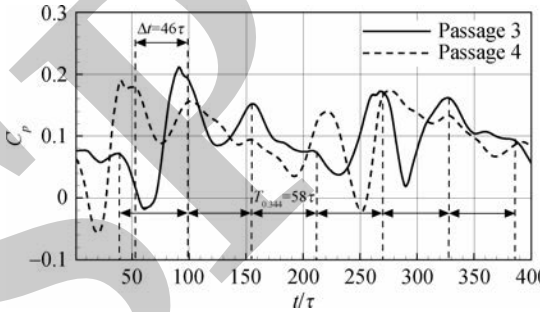


图 20 NNS20 工况相邻通道相邻通道近吸力面 19.4% C_{ax} 和 98.2% 通道高处的静压系数波动

Fig. 20 Oscillations of pressure coefficient at 19.4% C_{ax} and 98.2% span on suction surface side of two neighboring passages for NNS20

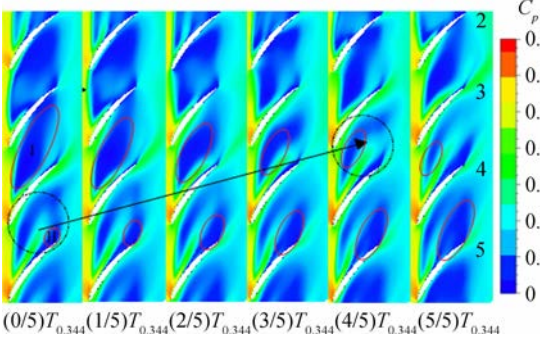


图 21 NNS20 工况 98.2% 通道高截面相对马赫数云图分布

Fig. 21 Instantaneous relative Ma contours on the blade-to-blade section at 98.2% span for NNS20

98.2% 通道高截面相对马赫数云图在 $0.344f_b$ 特征频率周期内随时间的变化情况。流场中的非定常波动主要由两部分组成,由 I 标记的泄漏流和 II 标记的叶片尾缘径向流动均随时间在变化。前述多个频率周期的叠加会使得压气机整体流场有非常大的波动周期。这也是通道 4 中的流动结构

在 $(0/5)T_{0.344}$ 时刻与 $(5/5)T_{0.344}$ 不一致的原因。然而 $(0/5)T_{0.344}$ 时刻通道 4 中的流动结构与 $(4/5)T_{0.344}$ 通道 3 中的流动结构近似,由此可知该流动结构从一个通道转动到下一个叶片通道的时间约为 $(4/5)T_{0.344}$ 。

20 km 压气机近失速工况近吸力面的极限流线随时间的变化如图 22 所示。相比图 18 所示,20 km 压气机近失速工况叶片近吸力面的流动分离区比 0 km 近失速工况的分离区大得多。此时流动分离区已经能影响到叶顶区域。由此引起的低能流体径向输运至叶顶区将会与上一叶片的叶顶泄漏流相互作用,最后影响本地叶片的叶顶载荷分布,进而影响经该叶片顶部间隙泄漏到下一个通道的泄漏流。综上所述,20 km 压气机非定常流动周向传播不再单是叶顶泄漏流主导叶间区流动并和相邻叶片叶顶载荷相互作用的结果,此时相邻叶片尾缘径向流动也起着至关重要的作用。图 23 给出不同雷诺数下压气机叶片通道中某个时刻叶顶泄漏流与叶片尾缘径向流动的示意图。在 0 km 条件下,压气机叶片尾缘的径向流动强度并不足以影响到叶顶区域,从此时通道内流

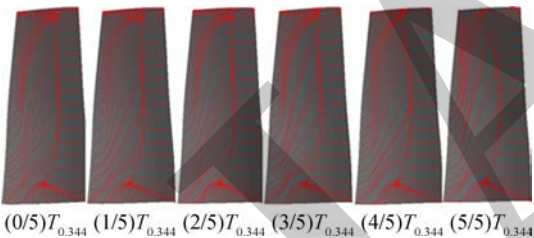


图 22 NNS20 工况近吸力面的瞬时极限流线
Fig. 22 Instantaneous limit streamlines on suction surface side for NNS20

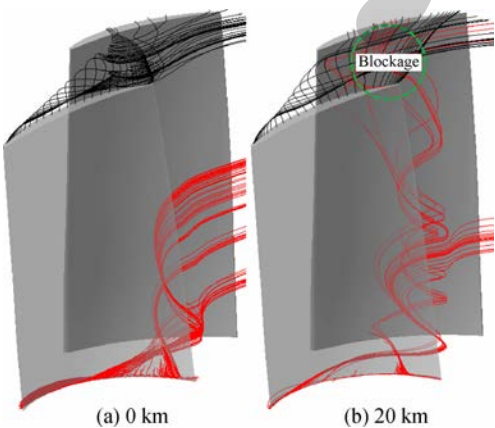


图 23 不同海拔高度近失速工况叶顶泄漏流和径向流
Fig. 23 Tip leakage flow and radial flow for near stall conditions at different altitudes

动非定常性由叶顶泄漏流主导。而在 20 km 条件下,压气机叶片尾缘的低能流体在流动分离区内径向输运至叶顶区,该低能流体与泄漏流发生掺混形成,随后部分低能流体与部分泄漏流越过相邻叶片叶顶间隙进入下一通道。在时域上该低能流体的非定常存在周期性波动,并与叶顶间隙泄漏流动非定常性相互作用,从而改变了低雷诺数下非定常流动特征频率的改变及流动非定常性的周向传播特性。

4 结 论

针对某亚声轴流压气机转子在两个不同海拔高度下,探究雷诺数对压气机中非定常流动的影响,可以得出了如下结论:

1) 0 km 条件试验测量分析表明,压气机近失速工况中出现旋转不稳定非定常扰动,该非定常扰动在动态压力频谱上呈现为类似驼峰的特征频率,且主要出现在叶片通道内。

2) 0 km 条件数值模拟表明,压气机叶顶区出现非定常扰动,该非定常扰动在绝对坐标系下的频率 $0.34f_b$ 和 $(1-0.34)f_b$,两者均落于试验测量压力信号频谱的驼峰频率带宽范围内。相对坐标系下相邻通道数值监测信号的互功率谱分析表明,压气机叶顶环面存在以固定转速周向传播的非定常扰动。

3) 20 km 条件的数值模拟表明,低雷诺数下压气机近失速工况存在 3 个主要特征频率对应的非定常扰动。相对坐标系相邻通道中静压监测信号互功率谱分析,这 3 个特征频率所代表的非定常扰动均以各自固定速度在叶顶环面周向传播。

4) 0 km 压气机中近失速工况叶顶泄漏流主导了叶片通道中的流动非定常性。此时叶顶泄漏流动与相邻叶片叶顶载荷分布周期性相互作用,从而形成了 RI。在 20 km 压气机近失速工况,由于叶片近吸力面叶片尾缘存在较大范围的流动分离区,该处低能流体的径向输运与叶顶间隙泄漏流相互作用,同时作用于该处叶片叶顶的载荷分布。压气机非定常流动周向传播不再单是叶顶泄漏流主导叶间区流动并和相邻叶片叶顶载荷相互作用的结果,此时相邻叶片尾缘径向流动也起着至关重要的作用。

参考文献:

[1] MCDougall N M, Cumpsty N A, Hynes P. Stall inception in axial compressors[J]. Journal of Turbomach-

- inery, 1990, 112(1): 116-123.
- [2] GARNIER V H, EPSTEIN A H, GREITZER E M. Rotating waves as a stall inception indication in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2): 290-301.
 - [3] DAY I J. Stall inception in axial flow compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 1-9.
 - [4] MÄRZ 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.
 - [5] WU Yanhui, WU Junfeng, ZHANG Gaoguang, et al. Experimental and numerical investigation of flow characteristics near casing in an axial flow compressor rotor at stable and stall inception conditions[J]. Journal of Fluids Engineering, 2014, 136(11): 1491-1503.
 - [6] 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): 453-463.
 - [7] YAMADA K, KIKUTA H, FURUKAWA M, et al. Effects of tip clearance on the stall inception process in an axial compressor rotor[R]. ASME Paper GT2013-95479, 2013.
 - [8] BIELA C, MULLER M W, SCHIFFER H. Unsteady pressure measurement in a single stage axial transonic compressor near the stability limit[R]. ASME Paper GT2008-50245, 2008.
 - [9] ZHANG H W, DENG X Y, LIN F, et al. Unsteady tip leakage flow in an isolated axial compressor rotor[J]. Journal of Thermal Science, 2005, 143, 211-219.
 - [10] TONG Z T, LIN F, CHEN J Y, et al. The Self-Induced unsteadiness of tip leakage vortex and its effect on compressor stall inception[R]. ASME Paper GT2007-27010, 2007.
 - [11] DU Juan, LIN Feng, ZHANG Hongwu, et al. Numerical investigation on the originating mechanism of unsteadiness in tip leakage flow for a transonic fan rotor[R]. ASME Paper GT2008-51463, 2008.
 - [12] DU Juan, LIN Feng, CHEN Jingyi, et al. Flow structures in the tip region for a transonic compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(3): 031012. 1-031012. 11.
 - [13] MAILACH R, SAUER H, VOGELER K. The periodical interaction of the tip clearance flow in the blade rows of axial compressors[R]. ASME Paper GT2001-0299, 2001.
 - [14] 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)
 - [15] 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 propagating characteristics of tip leakage flow oscillation in compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(3): 538-548. (in Chinese)
 - [16] HAH C, BERGNER J, SCHIFFER H. Tip clearance vortex oscillation, vortex shedding and rotating instabilities in an axial transonic compressor rotor[R]. ASME Paper GT2008-50105, 2008.
 - [17] HAH C, VOGES M, MUELLER M, et al. Characteristics of tip clearance flow instability in a transonic compressor[R]. ASME Paper GT2010-22101, 2010.
 - [18] WU Yanhui, WU Junfeng, ZHANG Gaoguang, et al. Experimental and numerical investigation of flow characteristics near casing in an axial flow compressor rotor at stable and stall inception conditions[J]. Journal of Fluids Engineering, 2014, 136(11): 111106. 1-111106. 14.
 - [19] 吴艳辉, 丁永鹏, 安光耀, 等. 跨声速压气机转子叶尖区涡系结构分析[J]. 工程热物理学报, 2016, 37(9): 1838-1845.
WU Yanhui, DING Yongpeng, AN Guangyao, et al. Investigation of vortex structure near tip region in a transonic axial flow compressor rotor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2016, 37(9): 1838-1845. (in Chinese).
 - [20] 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(9): 1847-1854.
WU Yanhui, AN Guangyao, CHEN Zhiyang, 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(9): 1847-1854. (in Chinese)
 - [21] VO D H. Role of tip clearance flow in rotating instabilities and nonsynchronous vibrations[J]. Journal of Propulsion and Power, 2010, 26(3): 556-561.
 - [22] 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.
 - [23] LIU J M, HOLSTE F, NEISE W. On the azimuthal mode structure of rotating blade flow instabilities in axial turbomachines[R]. AIAA 96-1741, 1996.
 - [24] BAUMGARTNER M, KAMEIER F, HOURMOUZIADIS J. Non-engine order blade vibration in a high pressure compressor[R]. Melbourne, Australia: the 12th International Symposium on Airbreathing Engines, 1995.
 - [25] CHEN Zhiyang, WU Yanhui, AN Guangyao, et al. Investigation into flow mechanism leading to the step change in aerodynamic modes of rotating instabilities in a subsonic axial compressor rotor[R]. ASME Paper GT2017-63286, 2017.
 - [26] NISHIOKA T, KURODA S, NAGANO T, et al. Influence of rotating instability on stall inception patterns in a variable-oitch axial-flow fan[R]. ASME Paper GT2006-90589, 2006.
 - [27] NISHIOKA T, KANNO T, HIRADATE K. Rotor-tip flow

fields near inception point of rotating instability in an axial-flow fan[R]. ASME Paper GT2011-45338, 2011.

[28] 卢新根. 轴流压气机内部流动失稳及其被动控制研究[D]. 西安:西北工业大学, 2007.

LU Xingen. Flow Instability and Its Passive Control Strategies in an Axial Flow Compressor[D]. Xi'an: Northwest Polytechnic University, 2007. (in Chinese)

[29] WU Yanhui, CHEN Zhiyang, AN Guangyao, et al. Origins and structure of rotating instability: Part 1 experimental and numerical observations in a subsonic axial compressor rotor[R]. ASME Paper GT2016-56221, 2016.

[30] 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)

[31] CHEN Zhiyang, WU Yanhui, AN Guangyao, et al. Investigation into the flow mechanism of rotating instabilities in a subsonic Axial compressor rotor[J]. Fluid Dynamic Research, 2018, 50(6): 065509. 1-065509. 19.

[32] 王如根, 周敏, 赵英武, 等. 跨声速压气机低雷诺数下流动失稳机制研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(2): 414-419.

WANG Rugen, ZHOU Min, ZHAO Yingwu, et al. Research on flow instability mechanism of transonic compressor at low Reynolds number[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(2): 414-419. (in Chinese)

[33] 周敏, 王如根, 白云, 等. 低雷诺数下跨声速压气机转子失速工况时流动失稳触发过程研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6): 1379-1384.

ZHOU Min, WANG Rugen, BAI Yun, et al. Research on flow instability triggering process at stall condition of transonic compressor rotor at low Reynolds number[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6): 1379-1384. (in Chinese)

[34] 杨琳, 邹正平, 宁方飞, 等. 边界层转捩的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2005, 20(3): 355-360.

YANG Lin, ZOU Zhengping, NING Fangfei, et al. Simulation of boundary layer transition[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(3): 355-360. (in Chinese)

(编辑:张 雪)