

文章编号: 1000-8055(2024)12-20220973-16

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220973

周向非均匀叶尖间隙对某转子旋转 不稳定现象影响的数值模拟

姜 超¹, 王志宽¹, 乐贵高², 胡 骏³

(1. 中国航天科工集团有限公司 第四研究院 北京机电工程总体设计部, 北京 100854;

2. 南京理工大学 机械工程学院, 南京 210094;

3. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 为了研究非均匀叶尖间隙压气机中的旋转不稳定流动现象, 以 Rotor 67 为研究对象, 采用全环非定常数值计算方法, 对 3 种偏心度转子在不同的工况下分别进行了详细的计算, 获得了 3 种偏心度情况下的特性线, 得到了 3 种偏心度情况下的流场结果。数值计算结果表明: 当平均叶尖间隙一定时, 偏心度对未失速部分的总压比特性线和效率曲线几乎没有影响, 而对失速边界影响明显; 同心和偏心转子叶尖区域的扰动具有统一的物理结构, 其在机匣上表现为移动的低压团, 在三维空间上是起始于叶片吸力面, 终止于机匣上的三维径向涡, 与叶尖间隙泄漏涡并无直接关系; 偏心度只是改变了扰动的周向分布规律, 并不改变扰动的物理本质。

关 键 词: 转子; 周向非均匀叶尖间隙; 叶尖间隙泄漏流; 旋转不稳定; 低压团; 径向涡

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Numerical simulation of effect of circumferential non-uniform tip clearance on rotating instability in a rotor

JIANG Chao¹, WANG Zhikuan¹, LE Guigao², HU Jun³

(1. Beijing System Design Institute of Electro-Mechanic Engineering, The Fourth Academy,

China Aerospace Science and Industry Corporation Limited, Beijing 100854, China;

2. School of Mechanical Engineering,

Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China;

3. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: In order to study the flow phenomenon of rotating instability in compressors with non-uniform tip clearance, the Rotor 67 was taken as the research object, and the detailed flow field results and the characteristic lines of three kinds of eccentric rotor were calculated utilizing the three-dimensional full annulus unsteady computational fluid dynamics. The numerical calculation results showed that when the average tip clearance was constant, the eccentricity had little effect on the characteristic line of the non-stall part, but had a significant effect on the stall boundary. The disturbances in the tip region of concentric and eccentric rotors had a unified physical structure. These disturbances presented as moving low-pressure spots on the shroud, which were three-dimensional radial vortices starting from the suction surface of the

收稿日期: 2022-12-22

作者简介: 姜超(1989—), 男, 工程师, 博士, 主要从事发动机、工程热物理和叶轮机气体动力学研究。E-mail: jcfuyun@126.com

通信作者: 王志宽(1983—), 男, 研究员, 硕士, 主要从事兵器科学与技术研究。E-mail: 251008876@qq.com

引用格式: 姜超, 王志宽, 乐贵高, 等. 周向非均匀叶尖间隙对某转子旋转不稳定现象影响的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2024, 39(12): 20220973. JIANG Chao, WANG Zhikuan, LE Guigao, et al. Numerical simulation of effect of circumferential non-uniform tip clearance on rotating instability in a rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(12): 20220973.

blade and ending in the shroud, and had no direct relationship with the tip clearance leakage vortex. The eccentricity only changed the circumferential distribution pattern of the disturbances, and did not change the physical nature of the perturbation.

Keywords: rotor; circumferential non-uniform tip clearance; tip leakage flow; low pressure; rotating instability; radial vortices

旋转不稳定扰动^[1]是一种发生在转子叶尖,通常占据一个或两个叶片通道,周向数量较多(约为转子叶片数量的一半),尺度较小,旋转方向和转子旋转方向相同的一种扰动。它们通常产生在压气机的近失速工况附近,但并不会导致压气机的失速。由于旋转不稳定扰动与失速^[2]起始和失速预警有着密切的关联,因此,近些年来,越来越多的学者都投入到该领域的研究工作中。

旋转不稳定^[3]这个定义第一次出现是在 Mailach 等^[4]发表的文献中。在他们实验中发现,当叶尖间隙较大时,叶尖处会出现回流,且叶尖泄漏涡的波动会增强,因此他认为旋转不稳定起始于叶尖泄漏涡的周期性摆动。与此同时, März 等^[5]针对一台低速单级轴流压气机开展了数值计算。其计算结果揭示了实验中测得的低压云团从转子吸力面运动到下一个叶片的压力面,该低压团本质上是径向涡,而该径向涡从一个通道传播到另一个通道才是旋转不稳定的本质和流动机理。

近些年来,关于旋转不稳定仍然存在很多其他观点和假说,这些观点与 Mailach 等^[4]和 März 等^[5]的解释并不完全一致。例如 Yamada 等^[6-7]认为当叶尖间隙变大时,泄漏涡会发生破碎,而旋转不稳定扰动的频率与泄漏涡的破碎频率一致。Wang 等^[8]实验研究了某 1.5 级单级轴流压气机中的旋转不稳定扰动,得出了旋转不稳定与泄漏涡的摆动有关。Wu 等^[9-10]对某跨声速压气机中的旋转不稳定现象进行了深入的实验和非定常数值研究,她在数值计算中发现,二次泄漏涡的非定常摆动频率与数值计算中的测点的压力波动频率一致,但没有发现叶尖区域的低压云团和径向涡,也没有泄漏涡的破碎现象。2020 年 Wang 等^[11]提出轴流压气机的工况点从堵塞点朝失速点转化时,存在 3 个工作阶段,第 1 个工作阶段是稳定阶段,第 2 个是旋转不稳定阶段,第 3 个是失速阶段。当泄漏涡作用在下一个叶片的尾缘,泄漏涡和叶片的相互作用导致泄漏涡的摇摆,进而引起旋转不稳定扰动的产生。

综上所述,目前对于旋转不稳定的流动机理

仍然没有形成一个较为统一的观点,另外前人的工作及研究成果是在压气机叶尖间隙均匀^[12]理想情况下得出的,并没有考虑非均匀叶尖间隙情况的影响。实验过程中由于压气机转子中心不可能与机匣中心重合,压气机的叶片长度存在差异和转子涡动等因素,导致压气机叶尖间隙是周向不均匀分布。在这样的情况下,转子旋转时,每个叶片离机匣的间隙都是随时间变化的。因此实验过程中,由于壁面边界的非定常性必然会引起叶尖间隙泄漏涡的非定常性。所以,为了更加真实地揭露叶尖间隙中的非定常流动机理,考虑叶尖间隙的非均匀性对于准确研究旋转不稳定的流动机理具有实际的意义。本文以 Rotor 67 为研究对象,参考之前学者在均匀叶尖间隙泄漏流领域的研究成果和经验。通过分析不同偏心度情况下转子叶尖区域的流场结构,研究偏心度^[13-14]对叶顶区域旋转不稳定现象的影响规律,揭示该扰动的物理本质。

1 研究对象和数值方法

1.1 研究对象

本文研究对象 Rotor 67 的设计参数如表 1 所示,它的几何数据是公开,具有大量的实验数据可供参考^[15],另外 Rotor 67 具有相对较大的叶尖间隙,这样有利于在保证叶尖间隙处网格质量较高的情况下,生成偏心压气机的网格。关于 Rotor 67 的详细参数可参见文献^[15-16]。

图 1 是本文计算模型的坐标示意图,图中 O 为坐标原点, ω 为转子旋转角速度, ε 为转子叶尖间隙,图中转子最上方的周向位置定义为 $\theta=0^\circ$,

表 1 Rotor 67 的主要设计参数
Table 1 Main design parameters of Rotor 67

参数	数值
叶片数	22
旋转速度/(r/min)	16 043
叶尖间隙/mm	1.016
展弦比	1.56
叶尖马赫数	1.38

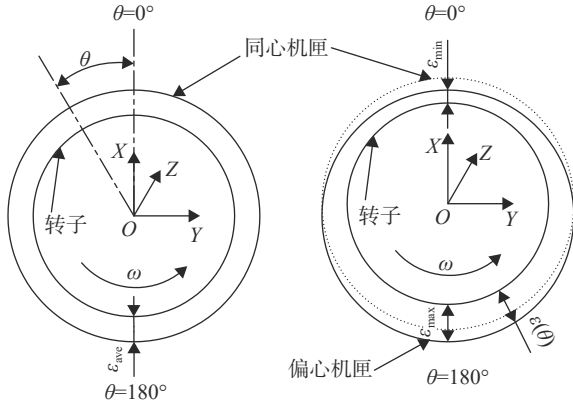


图 1 同心压气机和偏心压气机的示意图

Fig. 1 Schematic diagram of concentric compressor and eccentric compressor

最下面的周向位置定义为 $\theta=180^\circ$ 。另外图中 Rotor 67 出口轴线定义为 Z 轴正方向, θ 为 0° 的方向定义为 X 轴正方向, 且图中转子旋转方向定义为 θ 的正方向。

为了定量描述偏心压气机中非均匀叶尖间隙的非均匀程度, 偏心度 E 定义为最大叶尖间隙 ($\varepsilon_{\max}$) 与最小叶尖间隙 ($\varepsilon_{\min}$) 之差除以平均叶尖间隙 (ε_{ave}), 如式(1)所示:

$$E = \frac{\varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min}}{\varepsilon_{\text{ave}}} \quad (1)$$

式中 ε 表示叶尖间隙, 下标 max、min 和 ave 分别表示最大值、最小值和平均值。因此 $E=0$ 对应着均匀叶尖间隙, $E>0$ 对应着偏心压气机。

本文的研究主要针对 3 种偏心度, 这 3 种偏心度所对应的情况分别为工况 A ($\varepsilon_{\text{ave}}=1 \text{ mm}$, $E=0$)、工况 B ($\varepsilon_{\text{ave}}=1 \text{ mm}$, $E=80\%$) 和工况 C ($\varepsilon_{\text{ave}}=1 \text{ mm}$, $E=160\%$), 它们的叶尖间隙沿周向的分布如图 2

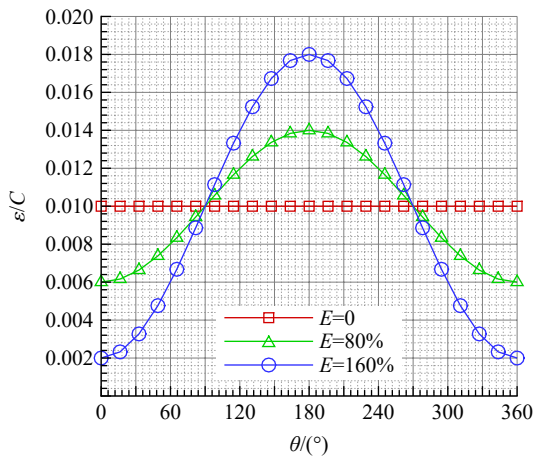


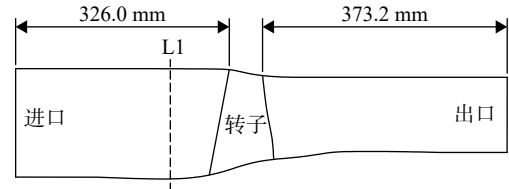
图 2 叶尖间隙的周向分布曲线图

Fig. 2 Circumferential distribution curve of the tip clearance

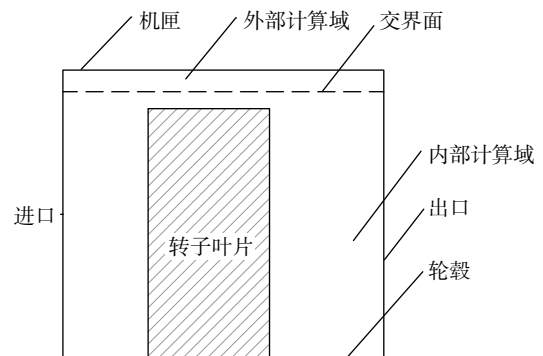
所示。图中 ε 表示叶尖间隙, C 代表转子叶顶弦长, $E=0$ 代表均匀叶尖间隙, 其计算结果用来与美国国家航空航天局(NASA)的实验数据^[4]对比。根据参考文献[13]中的介绍, 大部分轴流压气机的偏心度为 50%~75%, 故 $E=80\%$ 代表普遍性的偏心度情况, 而 $E=160\%$ 代表极端的偏心度情况。

1.2 计算域和网格

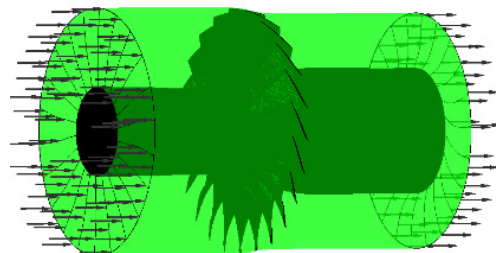
本文的计算域如图 3 所示, 其中图 3(a)是计算域的子午面, 该计算域进口管道为 326.0 mm, 出口管道为 373.2 mm, L1 是压气机进口离转子叶尖前缘一倍转子叶尖弦长位置处的横截面, 在后面的分析中将会用到这个截面。为了考虑偏心压气机中, 转子叶片相对于机匣旋转运动产生的非定常效应, 本文将计算域分成两个部分, 即外部计算域和内部计算域^[16-19], 如图 3(b)所示, 外部计算域网格是由 ICEM 软件生成, 内部计算域网格是由 Autogrid5 生成。上述网格处理方法已经应用于偏心压气机和椭圆压气机的数值模拟研究工作中^[16-19], 并取得了一定的研究进展。图 3(c)是内外计算域网格合并后的三维示意图, 图 3(d)是



(a) 进出口管道长度



(b) 边界信息



(c) 整个计算域

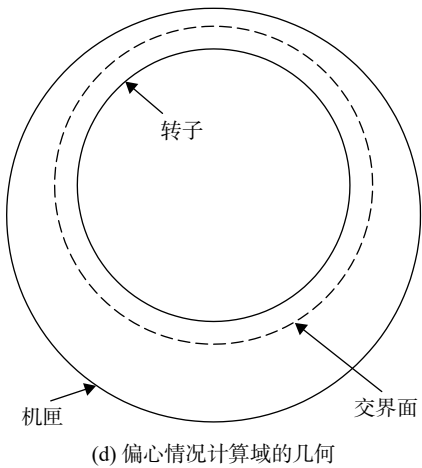


图 3 网格和计算域的示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the grid and the computational domain

计算域的轴向示意图,根据不同的偏心度来调整外部机匣相对于转子叶片的相对位置来获得不同偏心度的网格。

为了验证网格数量对计算结果无影响,4套网格(网格 A、网格 B、网格 C、网格 D)将会被用来测试,这 4 套网格总数分别为 1 200 万、1 500 万、2 000 万和 3 000 万。详细的网格数分布如表 2 和表 3 所示,表中的 I 、 J 和 K 分别代表周向、径向和轴向 3 个方向上的网格节点数。以网格 B 为例,根据 ICEM 软件的判定,外部计算域的网格质量接近 1。而对于内部计算域网格,根据 Autogrid 5 中网格质量的报告显示其最大偏斜度、最大纵横比和最大膨胀比分别为 29、3 541 和 3.1。

表 2 内部计算域单通道网格数分布

Table 2 Mesh statistic for single channel in the inner domain

网格	网格数/万	网格节点数			
		K	J	I	叶尖区域
A	47	177	65	41	13
B	68	189	77	49	13
C	80	193	81	53	17
D	119	201	97	61	21

表 3 外部计算域网格数分布

Table 3 Mesh statistic in the outer domain

网格	网格数/万	网格节点数			
		K	J	I	叶尖区域
A	123	170	8	41×22	8
B	190	180	10	49×22	10
C	330	190	15	53×22	15
D	400	200	17	55×22	17

为了保证叶尖间隙位置计算结果的可靠性,4套网格叶尖间隙区域的网格数均大于 20。

1.3 数值探针的布置

图 4 是为了研究旋转不稳定扰动而设置的数值探针分布示意图。图 4(a)中的 C_{ax} 表示叶尖轴向弦长, U 表示轮缘速度, 图中 P1 是设置在叶片前缘压力面的数值监控点, 它在相对坐标系下, 随转子一起旋转。以叶片前缘作为参考, P1 的轴向位置为 5% 倍轴向弦长。另外一组数值探针 $CiAj$ ($i=1 \sim 12, j=1 \sim 10$) 是设置在机匣上的, 这些监控点是固定在静止机匣上。其中 $CiAj$ ($i=1 \sim 12$) 是均布设置在周向的监控点, 如图 4(b) 所示, $CiAj$ ($i=1 \sim 12$) 周向分布的位置对应着 $C1 \sim C12$ 。而 $CiAj$ ($j=1 \sim 10$) 是等间距设置在轴向方向上的监控点, 以转子叶片前缘位置作为参考, $CiAj$ ($j=1 \sim 10$) 的轴向位置分别是 $-0.6C_{ax}$ 、 $-0.4C_{ax}$ 、 $-0.2C_{ax}$ 、 $0C_{ax}$ 、 $0.2C_{ax}$ 、 $0.4C_{ax}$ 、 $0.6C_{ax}$ 、 $0.8C_{ax}$ 、 $1.0C_{ax}$ 、 $1.2C_{ax}$ 倍轴向弦长。

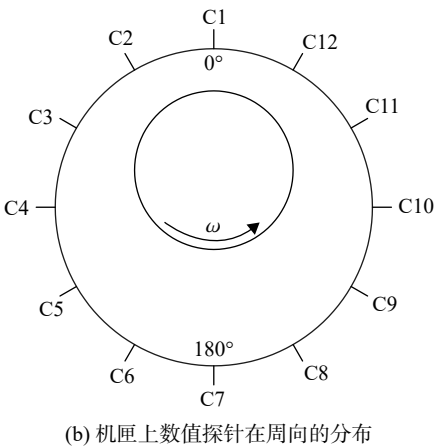
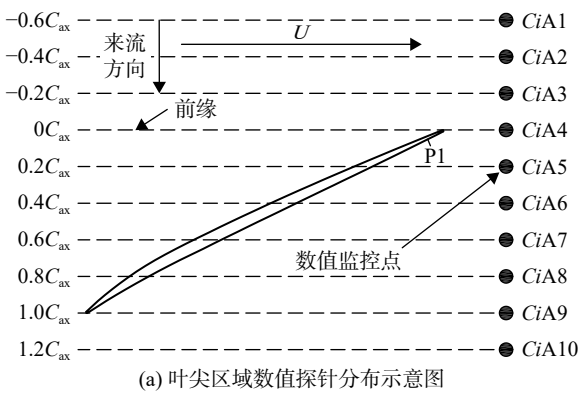


图 4 数值监控点的分布图

Fig. 4 Schematic diagram of the numerical points

1.4 边界条件

计算域的边界条件如图 3(b) 所示, 无滑移的固壁边界条件设置在所有的壁面上, 标准大气条

件(总压 $p_0=101\ 325\ \text{Pa}$, 总温 $T_0=288.18\ \text{K}$)和湍流度为 5% 的进气条件设置在进口边界上, 进气方向为压气机的轴向方向, 在出口边界上设置为静压背压出口边界条件。图 3(b)中的 Interface 交界面边界条件设置成如下两种形式: ①冻结转子法, 该方法是一种定常计算的处理方法, 已经广泛应用于均匀叶尖间隙轴流压气机定常计算中的转静交界面上; ②瞬态转子静子法, 该方法是经典均匀叶尖间隙轴流压气机转静交界面非定常方法。

对于定常计算, 图 3(b)中的 Interface 交界面采用冻结转子法, 通过增加出口边界上的背压来获得该单转子的特性线, 计算过程中以计算的发散点作为该转子特性的稳定边界。而对于非定常计算过程, 通过在出口边界上定义一个节流阀模型的出口边界条件, 即假设压气机出口静压和外界环境静压之差是出口质量流量的函数, 节流阀模型如式(2)所示:

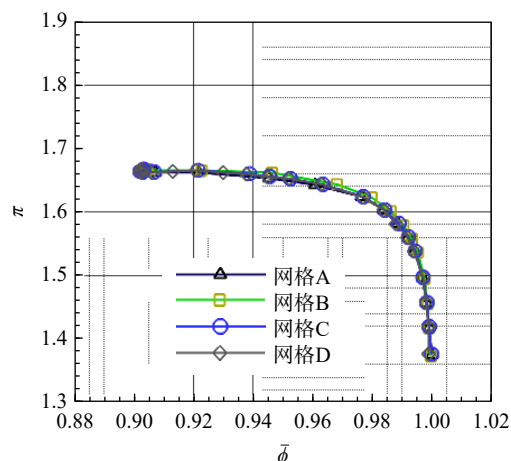
$$p_{\text{out}} - p_{01} = K_t q_{m,\text{out}}^2 \quad (2)$$

式中 p 代表静压, q_m 是质量流量, 下标 out 和 01 分别代表压气机出口和环境, K_t 是阀门系数, 其下标 t 代表阀门。该模型很早就用于计算轴流压气机的失速过程, 如早期的 Moore-Greitzer 模型^[2]。这样就提供了一个随着出口质量流量变化的背压出口边界条件, 通过逐渐增加 K_t 的大小来获得该单转子的特性。当计算模拟到失速时, 计算并不会像定常情况那样导致发散, 而是引起压气机转子的特性下降, 此时以总压比和进口流量急速跌落的工况点作为其失速点。非定常计算时每个通道设置 60 个时间步, 因此非定常的物理时间步为 $2.833 \times 10^{-6}\ \text{s}$ 。

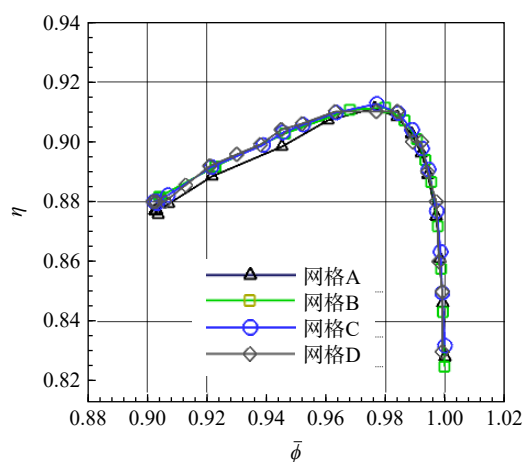
1.5 数值计算结果的验证

本文数值模拟研究采用的求解器为商业计算软件 ANSYS CFX 19.1, 本文计算所采用的定常计算方法和非定常计算方法的详细介绍以及它们对计算结果的影响可以参见文献[18]。目前, 受计算资源的限制, 大量文献仍然采用定常计算方法来验证数值仿真的合理性, 这里也不例外地选择定常计算方法。为了与 NASA 实验数据进行比较, 网格无关系验证和流场细节的校验仅仅针对工况 A ($\varepsilon_{\text{ave}}=1\ \text{mm}$, $E=0$) 的情况, 根据前人的研究经验^[15-16], 本文使用的湍流模型为 $k-\varepsilon$ 湍流模型。

图 5 是用定常计算方法, 采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 在 4 套网格(网格 A、网格 B、网格 C 和网格 D)



(a) 总压比特性线



(b) 总效率特性线

图 5 网格无关性验证($E=0$)

Fig. 5 Grid independence verification ($E=0$)

情况下计算的特性线, 计算过程中的数值发散点作为稳定边界。图中 π 是总压比, η 代表效率, 图中的无量纲质量流量 $\bar{\phi}$ 定义如式(3)所示:

$$\bar{\phi} = \frac{q_m}{q_{m,\text{chock}}} \quad (3)$$

式中下标 chock 代表堵塞点。

从图 5 可得, 除 4 条总效率曲线有微小差异外(网格 A 差异较大), 4 套网格计算出来的总压比和总效率特性线近似重合, 说明当网格数大于网格 B 时, 计算结果与网格数无关。网格 B 已经满足网格无关性要求。因此后面有关计算结果的验证和分析都是基于网格 B。

图 6 是计算(基于网格 B)与实验测量出来的最大效率点(NPE)相对马赫数(Ma)在 90% 叶高截面的对比图。对比图 6(a)和图 6(b)的结果可知, 叶顶区域计算获得的马赫数等值线形状与实验结果基本一致。因此该仿真在叶尖区域模拟精

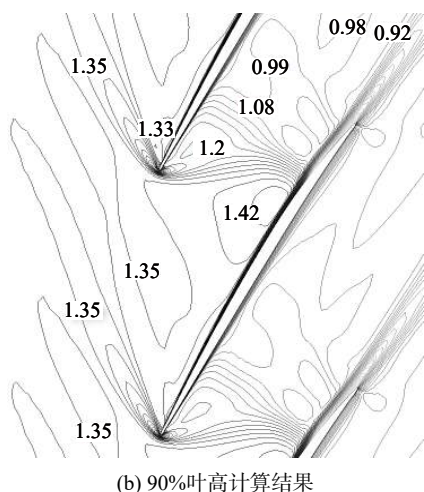
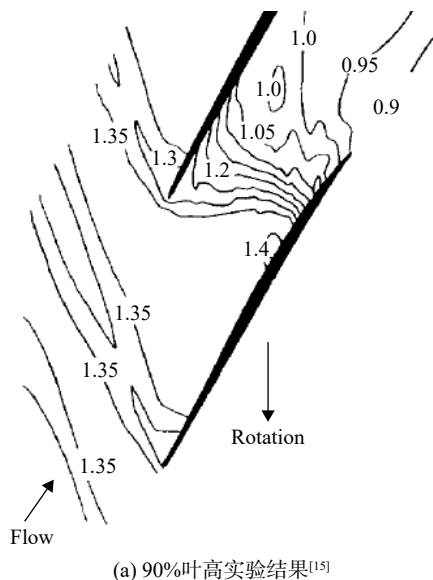
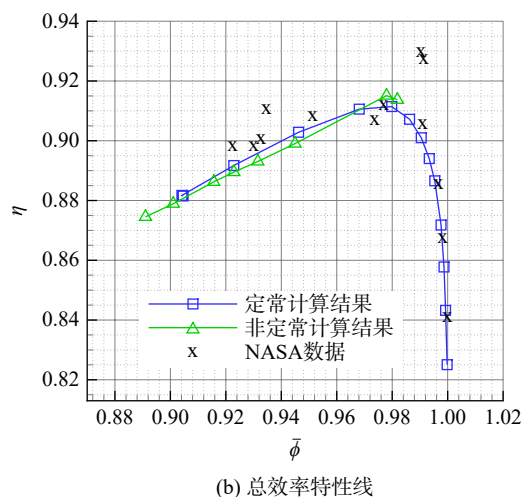
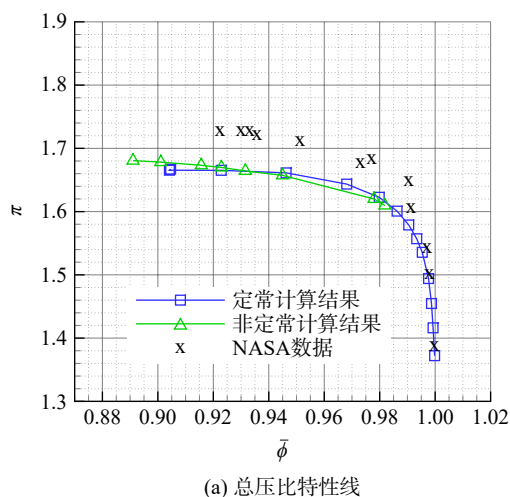


图 6 最大效率点实验和计算的马赫数分布

Fig. 6 Mach number distribution of the experimental and calculated value at the point of NPE

度较高,能够较好地模拟叶顶泄漏涡的流场结构。

图 7 是实验和计算(基于 Grid B)所获得的特

图 7 实验和计算的特性线对比($E=0$)Fig. 7 Comparison of experimental and calculated characteristic line ($E=0$)

性线的对比图。从图 7 可知,除了稳定边界有一点差异外,定常计算结果与非定常计算结果几乎重合。对比非定常计算结果和实验结果可得,数值计算所获得总压比曲线在近失速点处的总压值约低于实验值,数值计算所获得的失速流量系数也低于实验值,而效率曲线和实验数据吻合得相对较好。该结果与文献 [16] 的结论相似,这是由于 CFD 的局限性^[20]造成的,在近失速点附近,雷诺平均纳维-斯托克斯方程(RANS)模型的模拟能力将会减弱。

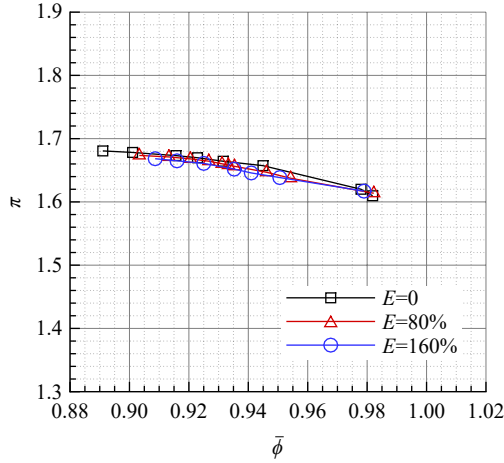
2 结果与讨论

2.1 偏心度大小对该单转子特性的影响

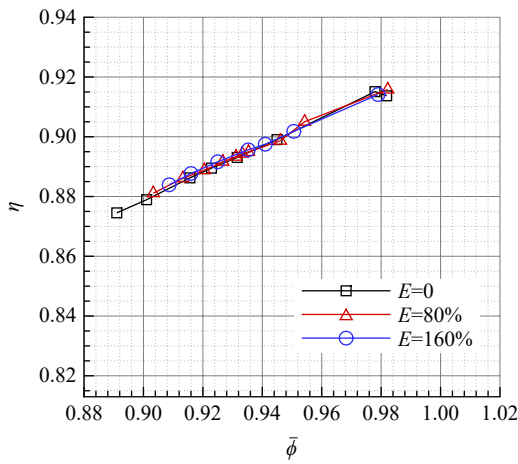
根据文献 [18] 的研究结论,非定常计算方法才能模拟偏心压气机中流场的合理分布,因此本文后续对于计算结果的分析都是基于非定常的计算结果。图 8 是平均叶尖间隙是 1 mm 情况,3 种不同偏心度($E=0$ 、 $E=80\%$ 、 $E=160\%$)情况下该单转子的特性线,该特性线是非定常计算方法获得的。从图 8 可知,3 种不同偏心度情况下的总压比特性线和效率特性线几乎是重合在一起的。唯一有差异的是失速点的无量纲流量,随着偏心度的增大,失速点无量纲流量增大。为了定量考虑偏心度大小对该转子失速裕度的影响,失速裕度 M_{SM} 定义如式(4)所示:

$$M_{SM} = \left[\frac{(\pi/q_m)_{NS}}{(\pi/q_m)_{NPE}} - 1 \right] \times 100\% \quad (4)$$

式中 π 是总压比,下标 NS 代表近失速工况, NPE



(a) 总压比特性线



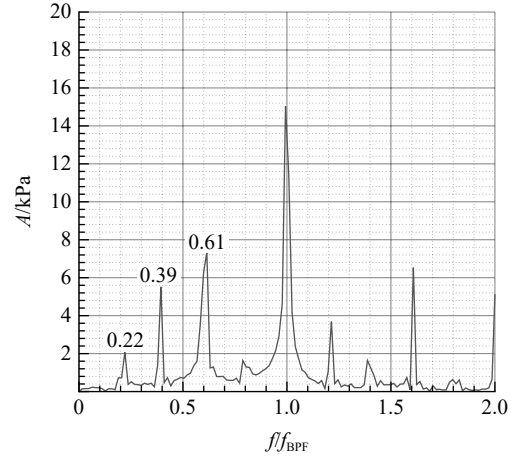
(b) 总效率特性线

图 8 非定常方法计算的不同偏心度特性线
($\varepsilon=1$ mm)Fig. 8 Characteristic lines under different eccentricity obtained by unsteady method ($\varepsilon=1$ mm)

代表最大效率工况。根据上述定义, $E=0$ 、 $E=80\%$ 和 $E=160\%$ 这 3 种偏心度所对应的失速裕度分别为 14.5%、12.4% 和 11.3%。数据表明偏心度从 $E=0$ 变化到 $E=160\%$, 稳定裕度相对量减少了 22.1%。因此, 当平均叶尖间隙一定时, 偏心度对该单转子未失速部分的总压比和效率曲线几乎没有影响, 而对稳定边界的影响更明显。

2.2 均匀叶尖间隙中的旋转不稳定现象

图 9 是工况 A ($\varepsilon_{\text{ave}}=1$ mm, $E=0$) 情况, 近失速工况点条件下, 监控点 C1A4 压力信号的频谱图, 该监控点是叶片前缘处的监控点。图中的 A 代表扰动幅值, f 代表频率值, f_{BPF} 为转子叶片通过频率。从图 9 可知, 在近失速工况点出现了主频率值为 $0.61f_{\text{BPF}}$ 的扰动, 而 $0.39f_{\text{BPF}}$ ($0.39=1-0.61$) 是派生频率, $0.22f_{\text{BPF}}$ 是 $0.61f_{\text{BPF}}$ 和 $0.39f_{\text{BPF}}$ 的派生频率。

图 9 工况 A 情况监控点 C1A4 的压力信号频谱图
($\varepsilon_{\text{ave}}=1$ mm, $E=0$)Fig. 9 Signal spectrum diagram at monitoring point C1A4 in case A ($\varepsilon_{\text{ave}}=1$ mm, $E=0$)

为了展现上述扰动的强度在轴向方向上的分布情况, 特意将 $C1Aj$ ($j=1\sim 10$) 10 个监控点都进行了频谱分析, 并将其主频的幅值沿轴向的分布展示在图 10 中, 图中横坐标表示相对于叶片前缘的轴向位置, 单位为转子叶尖轴向弦长, 从图 10 可知该扰动在叶片前缘处最为显著。

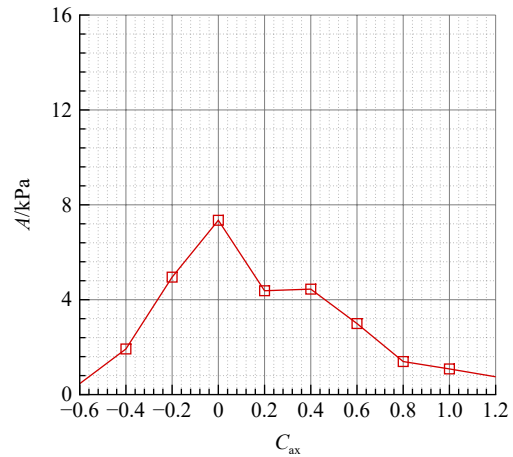
图 10 工况 A 情况监控点 $C1Aj$ ($j=1\sim 10$) 扰动幅值的轴向分布 ($f=0.61f_{\text{BPF}}$)Fig. 10 Axial distribution of disturbance amplitude at monitoring points $C1Aj$ ($j=1\sim 10$) in case A ($f=0.61f_{\text{BPF}}$)

图 11 是相对坐标系下的监控点 P1 上的压力信号。图 11 展示的是当某转子旋转一圈的过程中, 该转子压力面上的监控点感受到的压力信号, 纵坐标 p 表示静压, 横坐标用 θ 表示。从图 11 可以看出, Pi 监控点的压力在周向上呈现周期性波动, 其波动强度在周向上基本相同。根据图 11,

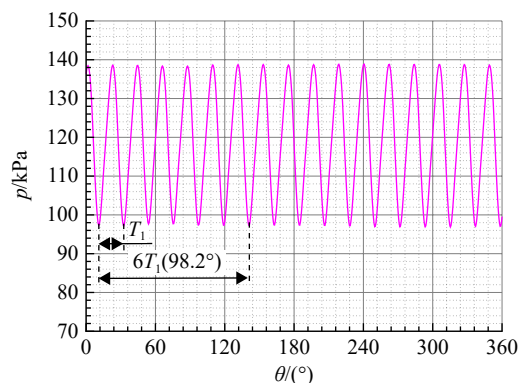


图 11 工况 A 情况监控点 P1 的压力信号

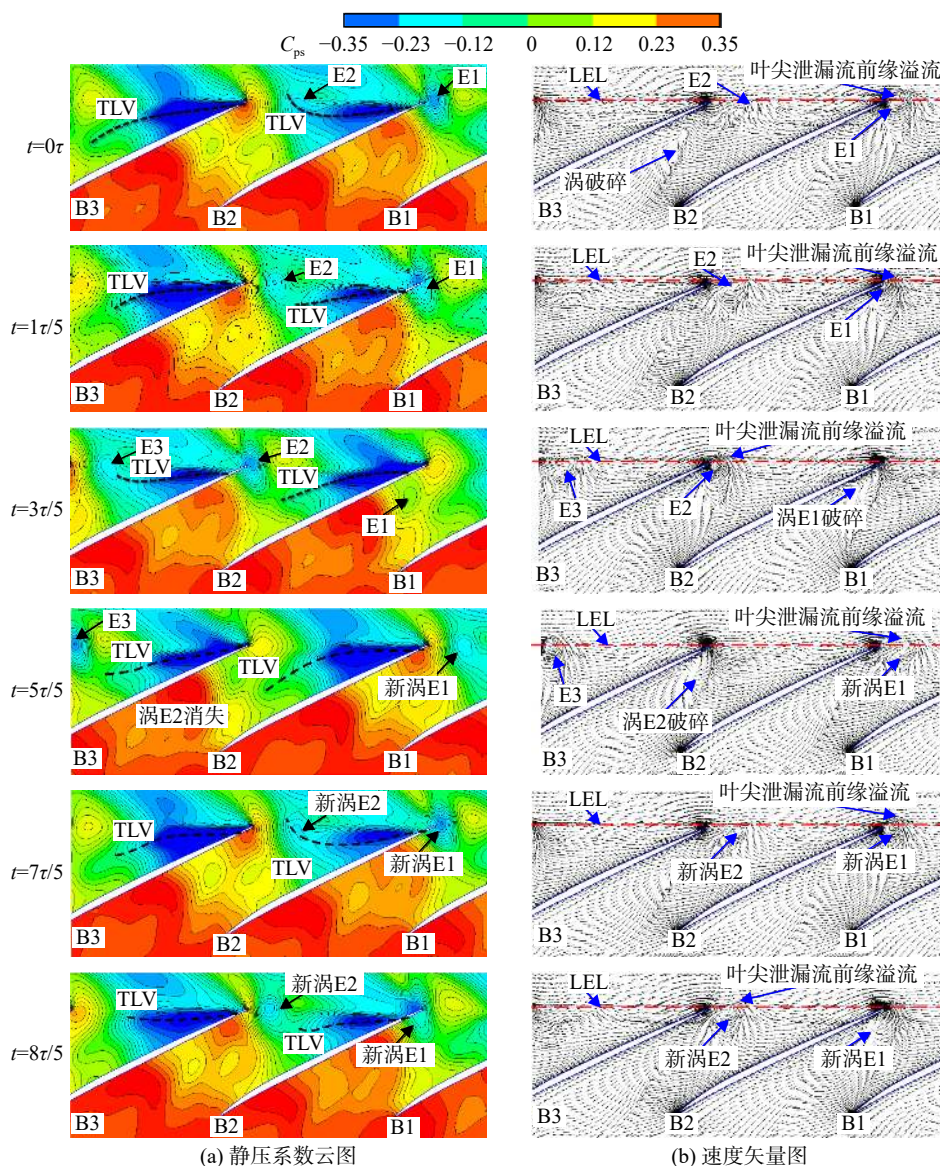
Fig. 11 Pressure signal for P1 during one cycle in case A

通过计算可获得这些扰动波动的周期 T_1 约为 $2.2035 \times 10^{-4} \text{ s} = 1.3\tau$ (τ 代表转子叶片通过一个栅

距的时间), 这样该扰动在相对坐标系下的频率约为 $4538.2 \text{ Hz} = 0.771f_{\text{BPF}}$ 。

越接近失速点, 叶尖处的非定常现象越明显。为了更为清楚地展现叶顶区域的非定常现象, 接下来将会分析最后一个稳定工作点的叶尖流场。图 12 给出了近失速工况点, 6 个不同时刻, 相对坐标系下 3 个特定叶片通道内转子叶尖区域的静压系数云图和速度矢量图, 图中 τ 代表转子叶片通过一个栅距的时间, TLV 代表泄漏涡, B1、B2、B3 代表叶片编号, E1、E2、E3 代表低静压区, LEL 代表转子前缘线。

$$C_{ps} = (p - p_0) / \left(\frac{1}{2} \rho U_t^2 \right) \quad (5)$$

图 12 工况 A 情况叶顶截面上的静压系数云图和速度矢量图 ($\epsilon_{\text{ave}}=1 \text{ mm}$, $E=0$)Fig. 12 C_{ps} contour and Relative flow vectors at rotor tip plane during transient in case A ($\epsilon_{\text{ave}}=1 \text{ mm}$, $E=0$)

下面的分析中, 所要用到的静压系数(C_{ps})定义如式(5), 式中 p 代表静压, p_0 代表转子进口总压, ρ 是空气密度, U_t 代表叶尖处的轮缘速度。

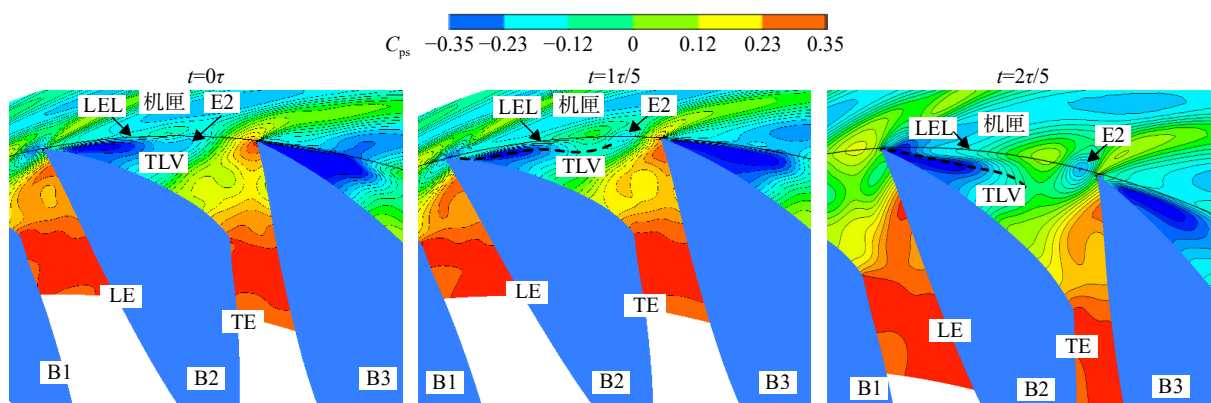
首先, 这里用传统泄漏涡摆动的观念来描述扰动的周向传播特征, 即认为壁面静压斜槽是泄漏涡轨迹。如图 11(a) 所示, 扰动周向传播的过程如下。 $t=0 \sim 1\tau/5$, 当低压团 E1 运动到叶片 B2 前缘时, 叶片 B2 的泄漏涡向上摆动, 在 B2 吸力面产生一个低压团 E2, 该低压团与泄漏涡相互融合; $t=3\tau/5$ 时, 当 E2 碰到 B3 转子前缘时, 叶片 B3 的泄漏涡向上摆动, 在 B3 转子叶片吸力面处出现另一个低压团 E3, 而 E1 逐渐消失; $t=5\tau/5$ 时, 当 E3 将会碰到 B4 转子前缘时, 叶片 B4 的泄漏涡将会向上摆动, 在 B4 转子叶片吸力面处将会出现另一个低压团 E4, 而随着 E2 的逐渐消失, 一个新 E1 在 B1 转子吸力面产生; $t=7\tau/5 \sim 8\tau/5$, 新 E1 运动到叶片 B2 前缘时, 叶片 B2 的泄漏涡向上摆动, 在 B2 吸力面产生一个低压团新 E2, 这样新 E1 经历着 E1 之前的产生和消失过程, 一个新的循环开始。因此, 扰动 E1 就从一个叶片 B2 前缘处传递到了下一个叶片 B3 前缘处的 E2, 再从 B3 叶片前缘处传到 B4 叶片的前缘处。以此类推, 最后实现了全环的周向传播。上述描述的扰动周向传播过程似乎与传统泄漏涡摆动的观点^[4]一致。

但是, 从涡的角度来看会有新的发现。如图 12 所示, 图 12(b) 是不同时刻静压系数云图所对应的叶顶速度矢量图。对比图 12(a) 和图 12(b) 两图, 不难发现图 12(a) 中叶片吸力面产生的低压区 E2 和新 E2 皆是一个径向涡(速度矢量回旋区), 每当 B1 叶片产生径向涡运动到 B2 叶片的前缘时, 就会引起 B2 叶片发生前缘溢流的现象。然后在 B2 叶片吸力面产生一个强度较弱的径向涡(或低压区)。该径向涡朝着 B3 叶片的前缘移

动, 最后在 B3 叶片的压力面约 30% 弦长位置发生涡破碎消失。

图 12 显示, $t=0\tau$ 时, 低压团 E1 碰到了 B2 叶片压力面的前缘; $t=7\tau/5$ 时, 低压团新 E1 碰到了 B2 叶片压力面的前缘。因此, 上述低压团产生和消失的周期约为 $7\tau/5$, 低压团的频率约为 $0.714f_{BPF}$, 这与图 11 中压力信号的波动频率($0.771f_{BPF}$)相一致, 两者之间的误差是由于 $2\tau/5$ 的大时间间隔引起的。所以, 图 11 中所描述的压力扰动是移动的低压团产生和消失造成的, 这些低压团产生于叶片的吸力面, 然后在移向下一个叶片压力面的前缘的过程中变成一个明显的径向涡, 最终消失于该叶片的压力面。正是上述低压团的运动, 才导致了相对坐标系的监控点 P1 压力信号的周期性波动。

从三维涡系结构来分析, 如图 13 所示, 图 13 仅展现了 3 个时刻($t=0\tau$ 、 $\tau/5$ 、 $2\tau/5$)的涡系结构。图 13(a) 是机匣表面静压系数云图, 图 13(b) 是与图 13(a) 时刻相同时的三维涡系结构图。 $t=0\tau$ 时刻时, 从静压系数云图可知, 壁面静压斜槽所展现的泄漏涡是向上摆动的, 似乎 E2 是由泄漏涡向上摆动引起的。但是, 从此时刻的三维涡系结构来看, 低压区 E2 是一种新三维涡系结构与机匣相连接的触点, 该涡系一端起始于叶片 B2 吸力面, 另一端终止于机匣壁面。且在 $t=0\tau$ 时刻, 该三维涡系和泄漏涡是相互融合的, 壁面静压斜槽所显示的向上摆动的轨迹并不是由于泄漏涡轨迹引起的, 而是由这两种涡系相互干涉所导致的; $t=\tau/5$ 时, 从静压系数云图来看, 低压团 E2 似乎是由泄漏涡脱落的涡系形成的。但是从此时刻的三维涡系结构图来看, 低压团是由于该三维涡系与泄漏涡分开形成的, 低压团正是该三维涡系在机匣上的触点; $t=2\tau/5$ 时, 其静压斜槽所显示的泄漏



(a) 机匣壁面静压云图

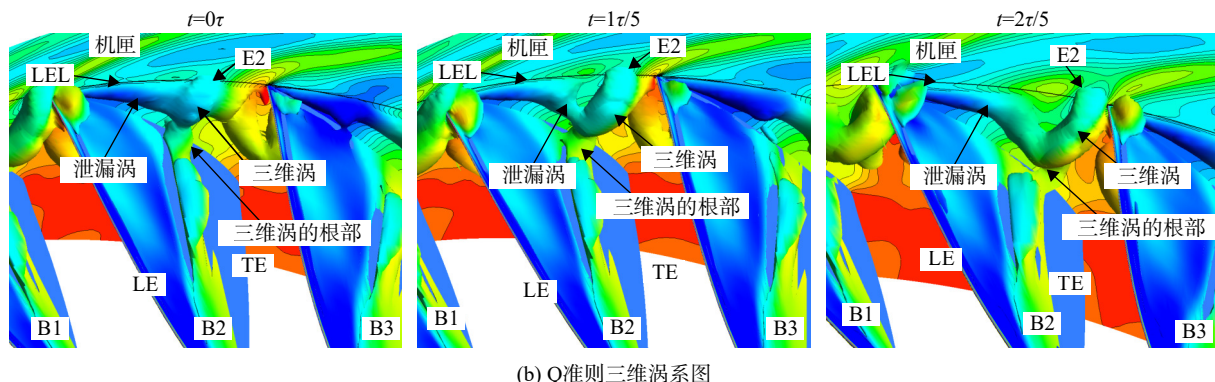


图 13 工况 A 情况 $t=0\sim 2\tau/5$ 时刻下的机匣壁面静压云图和被静压系数着色的 Q 准则三维涡系图 ($\varepsilon_{ave}=1\text{ mm}$ 、 $E=0$)

Fig. 13 C_{ps} contour at casing and Q-criterion with CPS visualization during $t=0\sim 2\tau/5$ in case A ($\varepsilon_{ave}=1\text{ mm}$, $E=0$)

涡核轨迹向下摆动, 而该三维涡系继续沿 B2 叶片吸力面向下游运动, 同时, 低压团 E2 运动到下一个叶片的转子前缘。

对比图 13 和图 12 可得, 在近失速工况, 该三维涡系是扰动的本质, 而低压团只是该三维涡系在机匣上的一个触点。并且, 机匣壁面静压斜槽所显示的泄漏涡轨迹及其上下摆动是由这种三维涡系运动的结果所导致, 并不代表泄漏涡的轨迹在摆动。因此, 近失速点该扰动的本质并不是泄漏涡的摆动, 而是上述三维涡系结构的运动。根据前人^[21-22]的研究可以推出, 该三维涡系类似于转子叶片吸力面的龙卷式分离涡, 与 Inoue 等^[22]和 Yamada 等^[21]所描述的“mild stall cells”和“spike”型扰动流场结构相似。

2.3 非均匀叶尖间隙中的旋转不稳定现象

图 14 展现了工况 B ($\varepsilon_{ave}=1\text{ mm}$ 、 $E=80\%$) 和工况 C ($\varepsilon_{ave}=1\text{ mm}$ 、 $E=160\%$) 情况下, 近失速点不同周向位置处, 监控点 $CiA4$ ($i=1\sim 12$) 压力信号的 FFT (fast Fourier transform) 结果。从图 14(a) 可知, 在偏心度为 80% 情况下, 除了转子通过频率外, 两个频率 $0.36f_{BPF}$ 和 $0.64f_{BPF}$ 在所有周向位置都存在。其中 $0.64f_{BPF}$ 是扰动的主导频率, $0.36f_{BPF}$ ($0.36f_{BPF}=1f_{BPF}-0.64f_{BPF}$) 是其派生频率, 另外, 在 C6~C12 位置出现的频率 $0.28f_{BPF}$ ($0.28f_{BPF}=0.64f_{BPF}-0.36f_{BPF}$) 是它们的派生频率。从不同的周向位置来看, 可以发现扰动已经覆盖全环, 且该扰动幅值在 C8 位置到达最大值, 而在叶尖间隙小的周向位置达到最小值。

图 14(b) 是 $E=160\%$ 情况下的结果, 图中显示除转子通过频率外, 在 C4~C12 位置存在频率 $0.12f_{BPF}$ 、 $0.44f_{BPF}$ 和 $0.56f_{BPF}$, 其中 $0.56f_{BPF}$ 是扰动的主导频率, 而 $0.12f_{BPF}$ 和 $0.44f_{BPF}$ 是派生频率。

而在 C1~C3 位置, 除了转子通过频率外, 不存在其他频率。对比图 14(a) 可知, 在偏心度较大的情况下, 即使在近失速点, 扰动也不会影响最小叶尖间隙位置。这一现象与 Young^[13] 的偏心压气机实验现象一致, 因此本文中的数值方法能够模拟偏心压气机中的流动现象, 本文中的数值计算结果是可以信赖的。

图 15 是图 14 中的扰动在机匣上的幅值分布, 图 15 是利用机匣上 120 个数值监控点 $CiAj$ ($i=1\sim 12$, $j=1\sim 10$) 通过 FFT 变换得到的, 幅值的大小取自这 120 个监控点压力信号的 FFT 变换中, 扰动的主导频率所对应着的幅值。从图 15(a) 可以看出, 在偏心度 $E=80\%$ 的情况下, 在周向方向上, 扰动的幅值在 $\theta=225^\circ$ 位置到达最大值, 而在 $\theta=45^\circ$ 位置处到达最小值; 从轴向方向上来看, 扰动最强的位置在转子前缘位置附近, 另外扰动对转子进口前 40% 轴向弦长的位置依然有影响。与前者有一些差异, 在偏心度为 160% 情况下, 从图 15(b) 可以看出, 在周向方向上, 经过 120° 的位置, 这些扰动幅值急剧增大, 差不多在 225° 位置达到最大值, 然后在 360° 位置完全消失。该扰动仅存在于 $90^\circ\sim 360^\circ$ 的周向范围, 且扰动的强度明显高于 $E=80\%$ 的情况; 在轴向方向上, 扰动影响的范围是 $-60\%\sim 120\%$ 轴向弦长, 比 $E=80\%$ 情况更大。

图 16 是工况 B ($\varepsilon_{ave}=1\text{ mm}$ 、 $E=80\%$) 和工况 C ($\varepsilon_{ave}=1\text{ mm}$ 、 $E=160\%$) 在近失速点, 转子进口 L1 截面上的流量系数 (φ) 分布图, 流量系数 φ 定义如式 (6) 所示:

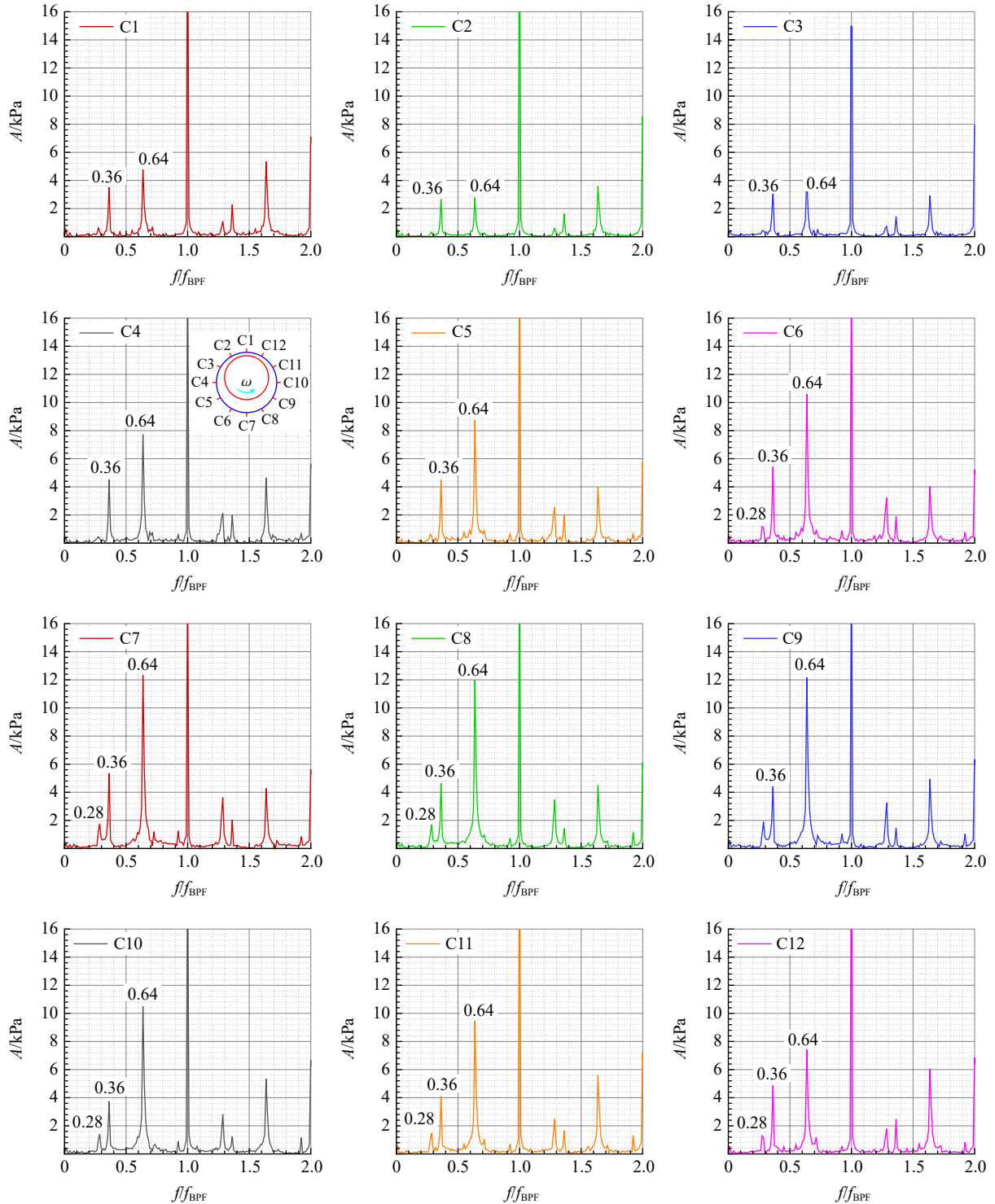
$$\varphi = \frac{\rho v_z}{\rho_{ref} U_{mid}} \quad (6)$$

其中 ρ_{ref} 是标准大气压下空气密度, U_{mid} 代表中径

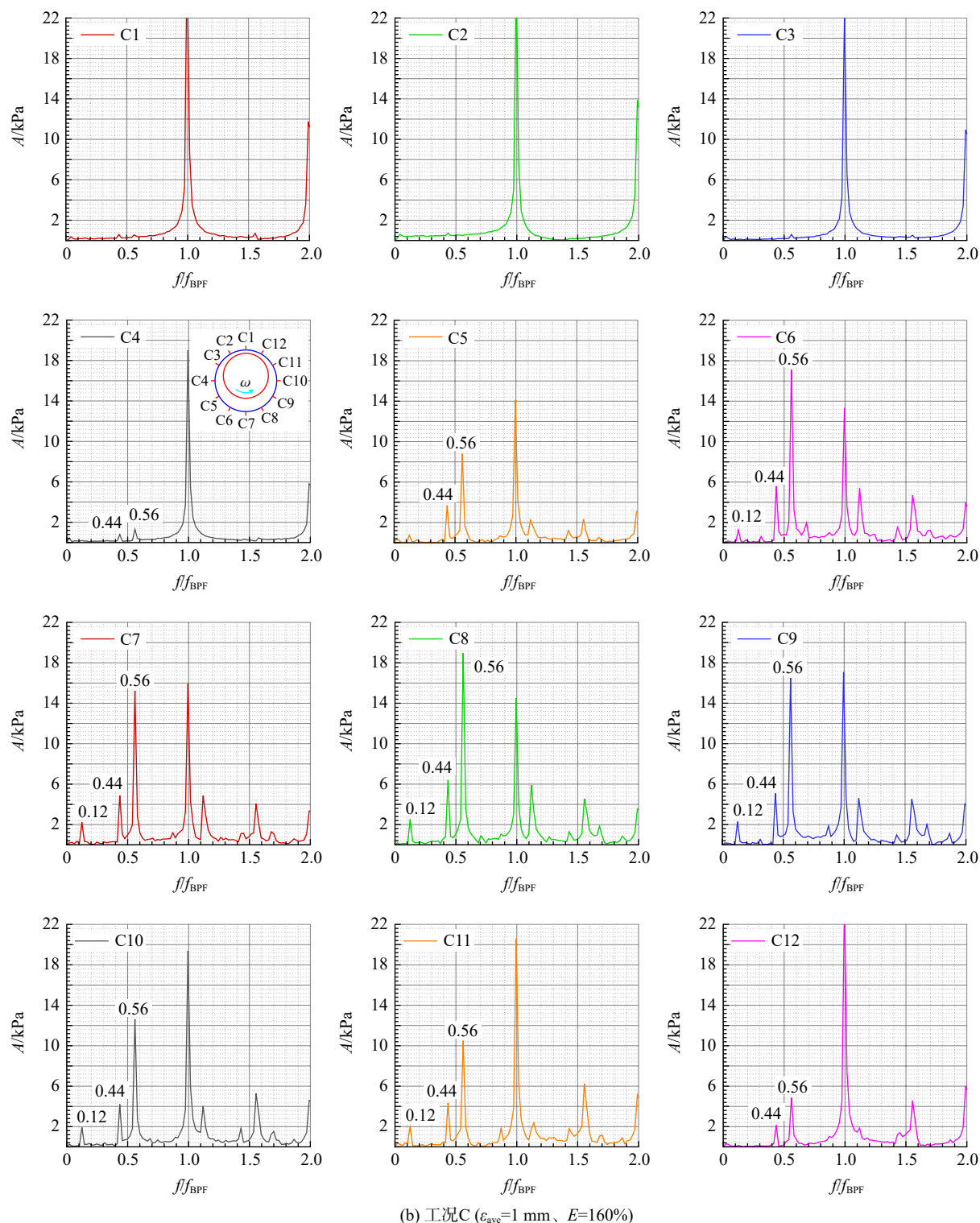
处的轮缘速度, v_z 是轴向速度。从图 16 可知两种偏心度情况下的流量系数在周向的分布情况相似, 流量系数最小的位置在约 225°位置(最大叶尖间隙之后), 流量系数最大的位置在约 45°位置(最小叶尖间隙之后)。结合图 15 可得, 扰动的传播和流量系数在周向上的分布是相联系的, 即扰动在流量系数高的区域受到减弱, 而在流量系数低

的区域得到加强。对比图 16(a)和图 16(b)可得, 偏心度越大, 进口流量系数在周向的非均匀程度越大。上述规律与 Young^[13] 的偏心压气机实验结论一致, 说明了本文的计算结果能够反映偏心压气机中的流动现象。

图 17 是工况 B ($\varepsilon_{\text{ave}}=1 \text{ mm}$ 、 $E=80\%$) 和工况 C ($\varepsilon_{\text{ave}}=1 \text{ mm}$ 、 $E=160\%$) 情况, 相对坐标系下的监



(a) 工况B ($\varepsilon_{\text{ave}}=1 \text{ mm}$ 、 $E=80\%$)

图 14 监控点 $CiA4$ ($i=1\sim 12$) 的频谱图Fig. 14 Signal spectrum diagram at monitoring point $CiA4$ ($i=1\sim 12$)

控点 P1 上的压力信号。图 17 展示的是当转子旋转一圈的过程中, 转子压力面上的监控点 P1 感受到的压力信号。对比图 11 和图 17 可以看出, 偏心情况下, P1 监控点总体上呈现出 sine 波的形状, 且偏心率越大越为明显, 其在约 $0^\circ\sim 50^\circ$ 位置达到

高值点, 而在 $180^\circ\sim 200^\circ$ 位置达到其低值点, 这说明非均匀叶尖间隙导致了全环叶片上周向非均匀的压力分布, 且偏心率越大, 非均匀程度越大。另外, 在工况 B 情况下, P1 压力信号在全环上都存在波动, 其波动强烈的周向位置约在 $\theta=$

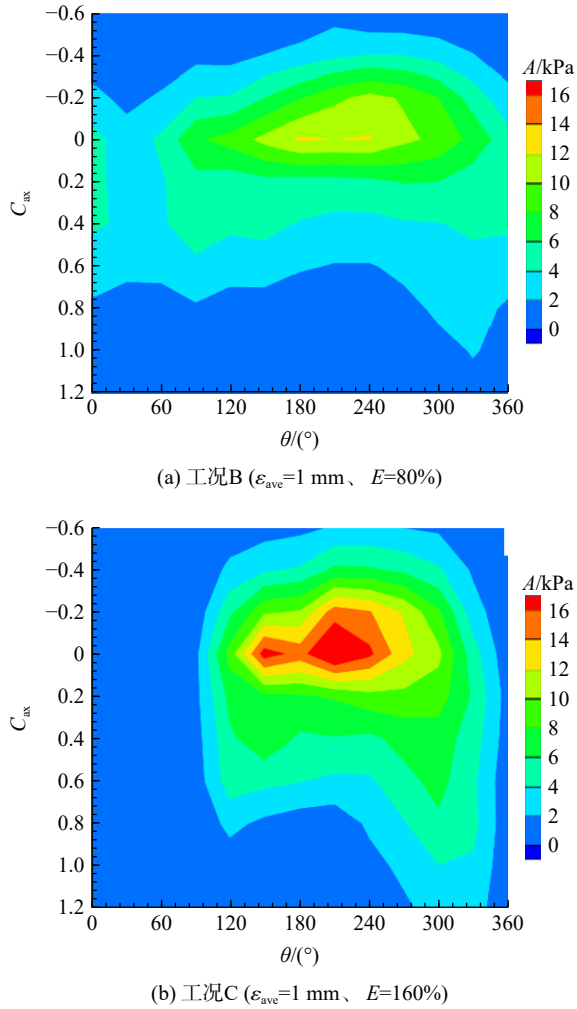


图 15 近失速点扰动幅值在机匣上的分布

Fig. 15 Distribution about the disturbance in shroud surface at the near stall working point

150°~260°, 而压力波动较小的周向位置约在 $\theta=30^\circ\sim 80^\circ$, 根据图 17(a), 通过计算可获得这些波动的周期 T_2 约为 $1.9699 \times 10^{-4} \text{ s} = 1.16\tau$, 这样该扰动在相对坐标系下的频率约为 5 077 Hz, 工况

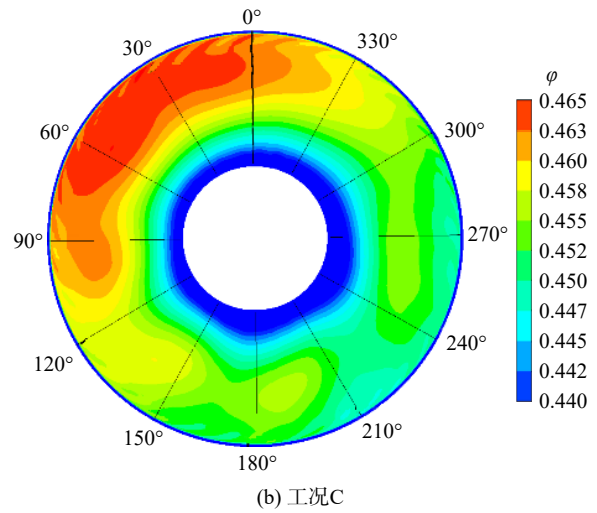
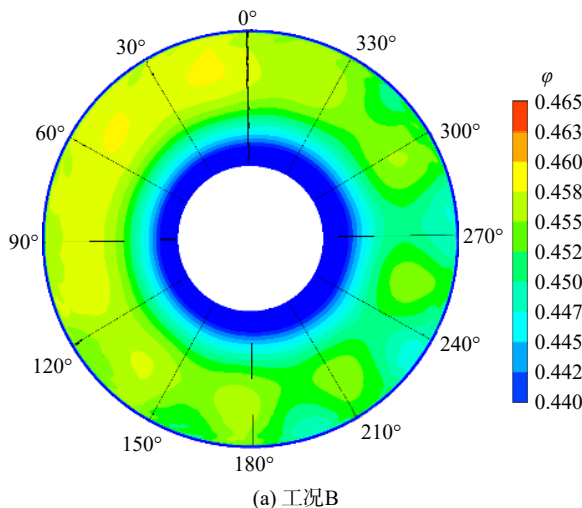
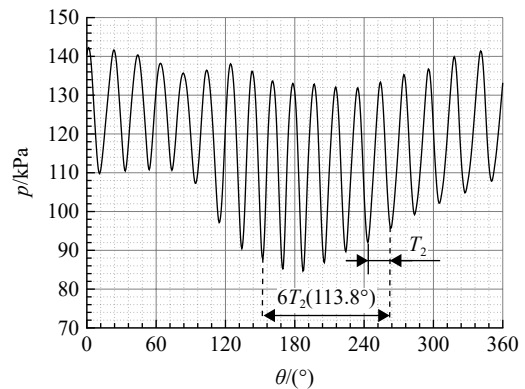


图 16 近失速点转子进口 L1 截面上的流量系数分布

Fig. 16 Distribution of mass flow coefficient of inlet in plane L1 at the near stall working point

B 整体上压力波动的周向非均匀型较小。而在工况 C 情况下, P1 压力波动的周向非均匀型更为显著, 其波动较强的周向位置约在 $\theta=120^\circ\sim 240^\circ$, 而在 $\theta=0^\circ\sim 80^\circ$ 的周向位置不存在压力波动。根据图 17(b)可获得这些压力信号波动的周期 T_3 约为 $2.3340 \times 10^{-4} \text{ s} = 1.37\tau$, 这样该扰动在相对坐标系下的频率约为 4 284.6 Hz。对比图 17 和图 15 可得, 工况 B 和工况 C 两种情况下, 叶尖压力面前缘的压力波动周向分布情况与绝对坐标下监控点扰动幅值周向分布规律是基本一致的, 即 P1 压力波动大的周向位置对应的机匣监控点扰动幅值也大。

工况 B ($\epsilon_{\text{ave}}=1\text{ mm}$ 、 $E=80\%$) 和工况 C ($\epsilon_{\text{ave}}=1\text{ mm}$ 、 $E=160\%$) 在近失速点叶尖区域出现的扰动及其传播规律与图 12 是一致的, 也是低压团或径向涡。为了不再重复性展示与工况 B 和工况 C 基本相同的不同时刻流场, 因此下面分析中仅取



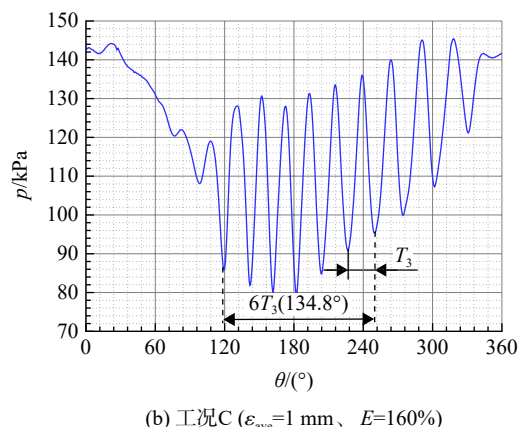


图 17 工况 B 和工况 C 情况监控点 P1 的压力信号

Fig. 17 Pressure signal for P1 during one cycle in case B and case C

某一时刻的流场来作为展示。图 18 展示的是两种情况下, 某个时刻的叶顶静压系数 C_{ps} 云图, 从图 18 可知, 在 $E=80\%$ 情况, 这些低压团在 $60^\circ \sim 330^\circ$ 的范围传播, 此时轴向速度 V_z 云图显示堵塞区域在周向上占据 $60^\circ \sim 330^\circ$ 的范围。而在 $E=160\%$ 情况, 从静压系数云图来看, 这些低压团仅在 $130^\circ \sim 270^\circ$ 的范围内存在, 此时轴向速度云图显示堵塞区域在周向上只占据一个狭小的范围。因此, 低压团明显存在的周向位置与图 15 和图 17 中扰动强烈的周向位置是一致的。与图 12 相似,

图 18 两种偏心度情况的低压团产生于叶片的吸力面, 然后在移向下一个叶片压力面的前缘的过程中变成一个明显的径向涡, 最终消失于该叶片的压力面。正是上述低压团的运动, 才导致了相对坐标系的监控点 P1 压力信号的周期性波动。因此, 工况 B 和工况 C 情况下, 低压团在相对坐标系下的产生和消亡周期分别为 1.16τ 和 1.37τ , 和图 17 中两种偏心度 P1 压力信号的波动周期是一致的。

另外两种偏心度情况下, 这些低压团在近失速点的三维结构图和图 13 中的结构是一样的。这里以 $E=80\%$ 为例, 如图 19 所示, 这些扰动本质上是起始于叶片吸力面的三维径向涡。与图 12 的现象一样, 每当这些低压团移动到下一个叶片压力面的前缘处, 就会触发前缘溢流尾缘回流的流动现象, 但该单转子并不失速。因此, 偏心转子叶尖间隙较大的那部分位置产生的扰动, 本质上是转子前缘线附近传播的低压团, 也叫旋转不稳定。这些低压团的尺度在进口流量系数较小的区域最为强烈, 而在进口流量系数较大的位置削弱或完全消失。无论同心还是偏心情况, 其扰动的本质都一样, 都是周向传播的低压团。偏心只是改变了扰动强度的周向分布规律, 并不改变扰动的物理本质。

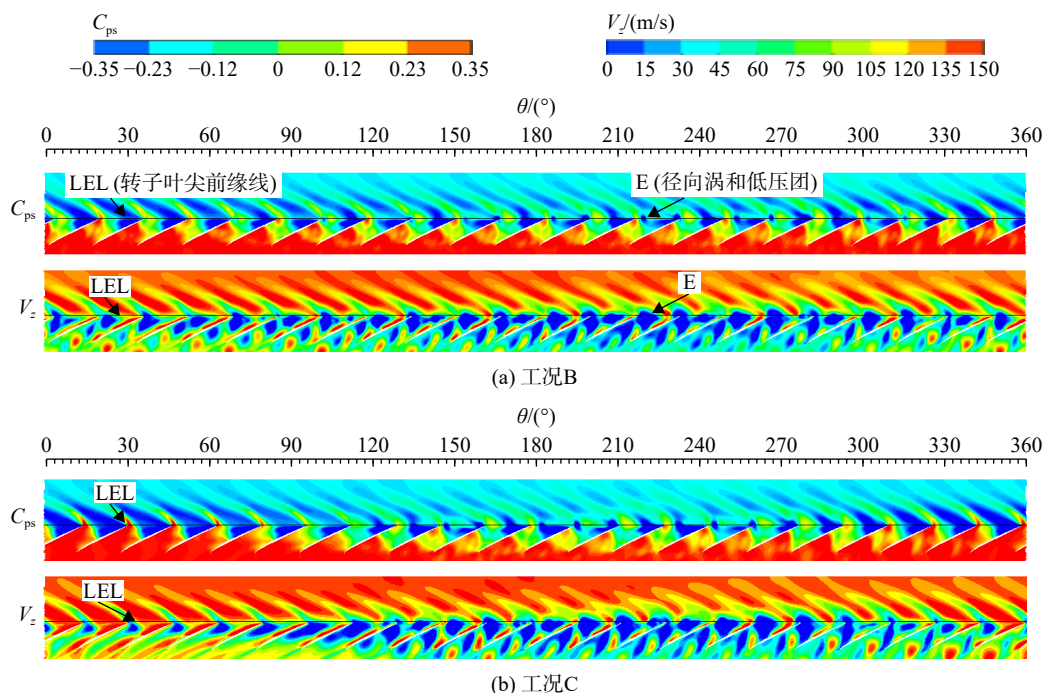


图 18 某瞬时叶顶截面上的静压系数云图和轴向速度云图

Fig. 18 Instantaneous contour plot of C_{ps} and V_z at rotor tip plane

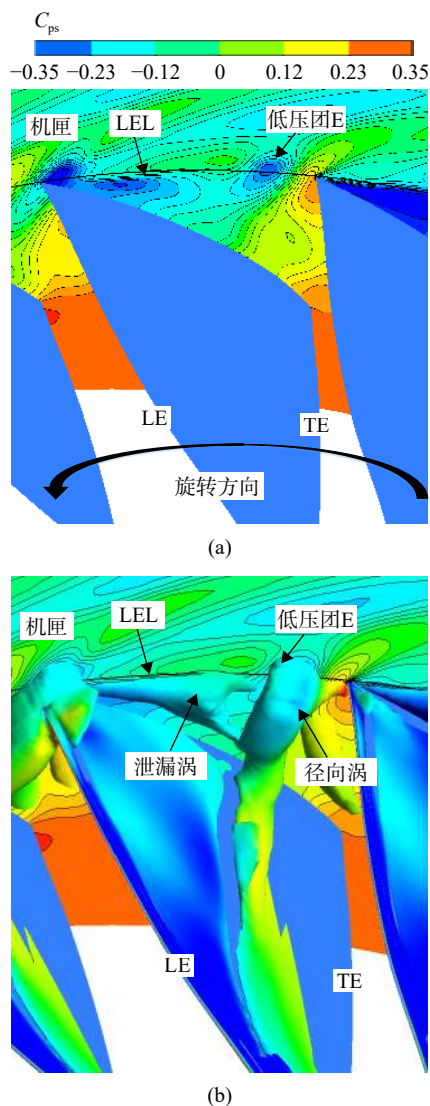


图 19 工况 B 情况机匣静压系数和被静压系数着色的 Q 准则三维涡系图($\varepsilon_{ave}=1\text{ mm}$, $E=80\%$)

Fig. 19 C_{ps} contour at casing and Q-criterion with C_{ps} visualization in case B ($\varepsilon_{ave}=1\text{ mm}$, $E=80\%$)

3 结 论

本文针对平均叶尖间隙为 1 mm 的 Rotor 67 单转子,开展了不同偏心度大小对该单转子旋转不稳定现象影响的研究工作,可以得到以下结论:

1) 当平均叶尖间隙一定时,偏心度对未失速部分的总压比特性线和效率曲线几乎没有影响,而对失速点无量纲流量影响明显,随着偏心度的增大,失速点无量纲流量增大。

2) 3 种偏心度情况下的旋转不稳定特性结果揭示,壁面静压斜槽并不一定代表泄漏涡核的轨迹,该斜槽的摆动是由径向涡的运动导致的。叶尖处的不稳定扰动不是叶尖泄漏涡的摆动引起的,而是由三维径向涡主导的。

3) 同心和偏心转子叶尖区域的扰动具有统一的物理结构,其在机匣上表现为移动的低压团,在三维空间上是起始于叶片吸力面,终止于机匣的三维径向涡,与叶尖间隙泄漏涡并无直接关系。偏心只是改变了扰动强度的周向分布规律,并不改变扰动的物理本质。

4) 这些低压团扰动在叶尖间隙较大的那部分周向位置得到促进和发展,而在叶尖间隙小的那部分周向位置得到了抑制和削弱。

参考文献:

- [1] 付磊,袁巍,宋西镇,等.跨声速压气机转子叶尖流场旋转不稳定现象的数值研究[J].航空动力学报,2014,29(5):1145-1153.
FU Lei, YUAN Wei, SONG Xizhen, et al. Numerical investigation on rotating instability phenomenon in tip flow field of transonic compressor rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(5): 1145-1153. (in Chinese)
- [2] GREITZER E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors: Part I theoretical compression system model[J]. Journal of Engineering for Power, 1976, 98(2): 190-198.
- [3] KAMEIER F, NEISE W. Experimental study of tip clearance losses and noise in axial turbomachines and their reduction[J]. Journal of Turbomachinery, 1995, 119(3): 460-471.
- [4] 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.
- [5] 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.
- [6] YAMADA K, KIKUTA H, FURUKAWA M, et al. Effects of tip clearance on the stall inception process in an axial compressor rotor: ASME Paper GT2013-95479 [R]. San Antonio, US: ASME, 2013.
- [7] YAMADA K, FURUKAWA M, NAKANO T, et al. Unsteady three-dimensional flow phenomena due to breakdown of tip leakage vortex in a transonic axial compressor rotor[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. Vienna, Austria: ASME, 2004: 515-526.
- [8] WANG H, WU Y, OUYANG H, et al. Casing pressure measurements and numerical simulations of a 1.5 stage axial compressor: tip leakage flow and rotating instability: ASME Paper GT2014-25086[R]. Düsseldorf, Germany: ASME, 2014.
- [9] WU Y, CHEN Z, AN G, et al. Origins and structure of rotating instability: Part 1 experimental and numerical observations in a subsonic axial compressor rotor: ASME Paper GT2016-56221[R]. Seoul, South Korea: ASME, 2016.
- [10] WU Y, AN G, CHEN Z, et al. Origins and structure of rotating instability: Part 2 numerical observations in a transonic axial compressor rotor: ASME Paper GT2016-56223[R]. Seoul, South Korea: ASME, 2016.
- [11] WANG Hao, WU Yadong, WANG Yangang, et al. Evolution of the flow instabilities in an axial compressor rotor with large tip clearance: an experimental and URANS study[J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 96: 105557.
- [12] STORACE A F, WISLER D C, SHIN H W, et al. Unsteady flow and whirl-inducing forces in axial-flow compressors: Part I exper-

- iment[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2001, 123(3): 433-445.
- [13] YOUNG A. Tip-clearance effects in axial compressors[D]. Cambridge, UK: University of Cambridge, 2012.
- [14] GRAF M B. Effects of asymmetric tip clearance on compressor stability[D]. Cambridge, US: Massachusetts Institute of Technology, 1996.
- [15] STRAZISAR A J, POWELL J A. Laser anemometer measurements in a transonic axial flow compressor rotor[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1981, 103(2): 430-437.
- [16] CHEN Y X, HOU A P, ZHANG M M, et al. Effects of nonuniform tip clearance on fan performance and flow field: ASME Paper GT2015-42133[R]. Montreal, Canada: ASME, 2015.
- [17] 陈颖秀, 侯安平, 张明明, 等. 轴流压气机机匣变形对多排转子流场特性的影响[J]. 航空学报, 2016, 37(11): 3284-3295. CHEN Yingxiu, HOU Anping, ZHANG Mingming, et al. Effects of casing deformation on blade rows flow field characteristics in an axialflow compressor[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2016, 37(11): 3284-3295. (in Chinese)
- [18] JIANG Chao, HU Jun, WANG Jiayu, et al. Numerical investigation on flow field distribution of eccentric compressors based on steady and unsteady CFD methods[J]. *Energies*, 2020, 13(22): 6081.
- [19] JIANG Chao, HU Jun, WANG Jiayu, et al. Numerical investigation on short length-scale disturbance generation in an eccentric axial compressor rotor at a stable condition[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2021, 109: 106439.
- [20] DENTON J D. Some limitations of turbomachinery CFD[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. Glasgow, UK: ASME, 2010: 735-745.
- [21] YAMADA, K, KIKUTA, H, IWAKIRI, K, et al. An explanation for flow features of spike-type stall inception in an axial compressor rotor[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. Copenhagen, Denmark: ASME, 2012: 2663-2675.
- [22] INOUE M, KUROUMARU M, TANINO T, et al. Comparative studies on short and long length-scale stall cell propagating in an axial compressor rotor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2001, 123(1): 24-30.

(编辑: 王碧珺)