

局部喘振的发生机理

潘天宇^{1,2}, 孙太璐¹, 李志平^{1,2}, 李秋实^{1,2}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 为了深入研究高负荷压气机的失稳机制,明确失稳先兆局部喘振现象的发生机理,总结了某跨声压气机在均匀进气不同工作转速下失稳过程的实验结果,继而对其在进气畸变条件的失稳过程开展实验和数值研究. 结果发现:在均匀进气条件下,局部喘振在低转速时并未发生,而发生于高转速情况下,推断局部喘振的发生与压气机叶根区域的相对高负荷有关. 随后在高转速降低叶根负荷,则局部喘振现象不再发生;而在低转速下升高叶根负荷,则局部喘振现象发生. 所以得出结论,压气机叶根相对高负荷确实为局部喘振的发生条件. 对于所研究的压气机,如果近失速点叶根扩散因子超过 0.6,则会发生局部喘振现象.

关 键 词: 局部喘振; 负荷分布; 跨声速压气机; 失稳先兆; 进气总压畸变

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Occurrence mechanism of partial surge

PAN Tian-yu^{1,2}, SUN Tai-lu¹, LI Zhi-ping^{1,2}, LI Qiu-shi^{1,2}

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: To fully understand the instability mechanism of highly load compressors, the occurrence mechanism of instability inception partial surge was studied in detail. Based on the experimental data of instability evolution at different rotation speeds and uniform intake of a transonic compressor, the instability evolution under inlet distortion was studied by experimental and numerical methods. The results show that under uniform intake, partial surge can only be detected at high rotation speed while at low rotation speed partial surge can't be detected. So it can be supposed that high blade loading at hub is related to the occurrence of partial surge. The results under different inlet condition suggest that lower blade loading in the hub region could prevent the occurrence of partial surge at high rotation speed while partial surge would occur at the low rotation speed if the blade loading in the hub region is higher. High blade loading in the hub is proved as a necessary condition for the occurrence of partial surge. In this compressor, if the diffusion factor exceeds 0.6 at near stall point, partial surge may occur.

收稿日期:2014-08-06

基金项目:国家自然科学基金(51176005)

作者简介:潘天宇(1989—),男,北京人,博士生,主要从事叶轮机械流动不稳定性研究.

通讯作者:李志平(1975—),男,四川宜宾人,副教授,博士,主要从事叶轮机械气动热力学、非定常流动机理及控制方法研究.

Key words: partial surge; load distribution; transonic compressor; instability inception; inlet total pressure distortion

旋转失速和喘振的发生制约着压气机的工作裕度^[1],喘振发生时,压气机流量出现脉动振荡,造成剧烈的机械振动,甚至会导致发动机严重损坏。旋转失速发生时,压气机流量波动不大,但会造成压气机失去加功能力,严重影响发动机工作^[2-3]。无论是喘振还是旋转失速都是压气机在工作过程中应避免的。而关于导致喘振和旋转失速发生的失稳先兆的研究一直是国内外学者研究的焦点,也曾被认为是未来一段时间内,压气机研究的重要方向之一^[4]。

经过大量学者的研究,公认的旋转失速先兆有两种:尺度较大的模态波与尺度较小的突尖波。模态波是由于压气机周向不均匀性引起的,这种周向不均匀性既可能由于加工工艺发生,也可能由于压气机工作时,空气较强的非定常性导致。模态波一般需要几十到几百转才能最终发展为更大尺度的旋转失速团^[5-8]。相比于模态波,突尖波的尺度很小,仅发生于一个或几个叶片通道中,具有更快的旋转速度,一般为转子转速的70%~80%。突尖波发展为最终旋转失速团的时间很短,一般为10转以内^[9]。

为了揭示失稳先兆的发生机理,大量学者对模态波、突尖波发生前的流动现象进行了研究。其中 Young 等人研究了近失速流量点和压气机内部的扰动^[10]。Khalid 等人^[11]、Suder 等人^[12]研究了叶片通道堵塞的发展过程,提出了从堵塞到失稳先兆的发展过程。Camp 等人^[8]、Simpson 等人^[13]提出临界攻角的概念,认为压气机在节流过程中,各基元叶型的攻角都在增加,而由于压气机转子叶尖的负荷一般相对较高,当转子叶尖基元叶型的攻角超过某临界攻角时,失稳先兆就会发生。还有 Vo^[14]提出的前缘溢流、尾缘反流的突尖波发生条件。Weichert 和 Day^[15]通过对于某台压气机突尖波出现前流场的详细测量得到了突尖波的形成过程。Pullan 等人^[16]提出突尖波的发生只与叶片通道内的分离有关。可见,由于压气机内部的流动复杂,而近失速时气体的非定常性更强,使得人们对于失稳先兆的产生机理还在逐步摸索中。然而,人们渐渐对于模态波、突尖波发生于转子叶尖高负荷、超过临界攻角的机理达成一致。

随着对压气机的压比效率的更高需求,设计理念也在逐步提高,更多的级数、更高的负荷,使

得压气机内部的流动更加复杂。不同的负荷分布,级与级间的匹配使得不同于模态波、突尖波的失稳先兆被发现。Dodds 等人^[17]发现一种发生于转子叶根区域的旋转失速团,其速度比常见于叶尖的旋转失速团低。而文献^[18]也在一台跨声速压气机中发现一种命名为局部喘振的新型失稳先兆,局部喘振具有低频、大幅值、轴对称等特点。针对局部喘振进一步的研究发现:在低转速时,局部喘振并不发生,仅发生于高转速^[19];局部喘振的频率是由系统的 Helmholtz 频率决定的,而在其他压气机中很可能具有更高的频率^[20]。然而,在同一台压气机中,为什么局部喘振在低转速时不发生,而在高转速时发生,其中的机理依然未被揭示。

本文以文献^[18-19]中的跨声速压气机为研究对象,以局部喘振的发生机理为研究目的,试图揭示局部喘振发生的原因,为抑制局部喘振现象的发生,拓宽压气机工作裕度提供依据。

1 局部喘振发生条件的提出

根据文献^[19]中对于局部喘振现象的研究,其所研究的跨声速压气机不同转速下的失稳过程为:在65%设计转速,压气机失稳是由叶尖不稳定扰动(模态波)引起的;而在78%,88%,98%设计转速,局部喘振现象均发生。综合分析同一台压气机不同的失稳过程,其中可能是由于65%设计转速是亚声速工作状态,78%,88%和98%设计转速是跨声速工作状态,因此气体的可压性可能对于局部喘振的发生有重要作用。为了更清晰地了解压气机内的流动细节,弥补实验手段的限制,相应地进行了数值模拟工作。通过分析单通道定常数值模拟的结果,发现失速点叶根区域的负荷(如图1)与局部喘振是否发生间存在着一定联系:随着转速的提高,无论转子还是静子,叶根区域的扩散因子 D_t 均提高。对于转子叶根的扩散因子几乎成线性增长,而对于静子叶根的扩散因子,78%,88%和98%等高转速下均为0.6左右。从压气机设计的角度,考虑到转子叶根的叶型为NACA65而静子叶根的叶型为C4,认为扩散因子接近甚至超过0.6意味着叶片通道分离加剧、损失增加。而叶根区域的分离,增加了流场的非定常性,很可能会导致不稳定扰动的发生,为局部喘振的发生提供了条件。

扩散因子 D_f 计算公式为

$$D_f = 1 - \frac{V_2}{V_1} + \frac{\Delta V_u}{2V_1\tau} \tag{1}$$

其中 V_1, V_2 为基元级进口、出口的速度; ΔV_u 为扭速; τ 为稠度.

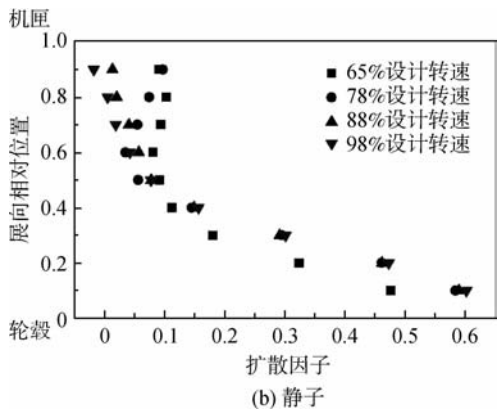
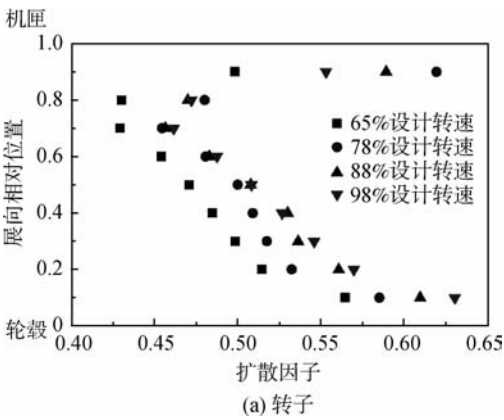


图 1 不同转速下扩散因子的分布

Fig. 1 Diffusion factor distribution at different rotation speeds

为了进一步验证局部喘振的发生与气体可压缩性的关系和局部喘振的发生与叶根区域高负荷(扩散因子高)的关系. 本文通过实验与数值模拟结合的手段进行研究.

2 实验与数值模拟方案及方法说明

本文通过在压气机进口前加装覆盖部分叶高的环形或圆形畸变屏来改变进口气流条件, 从而改变压气机的展向负荷分布. 在不同的展向负荷分布情况下, 来研究压气机的失稳过程, 研究局部喘振现象是否发生.

所有实验均是在北京航空航天大学航空发动机气动热力国家级重点实验室跨声速压气机实验台上进行的, 实验台及测试系统具体情况如图 2 图 3 所示.

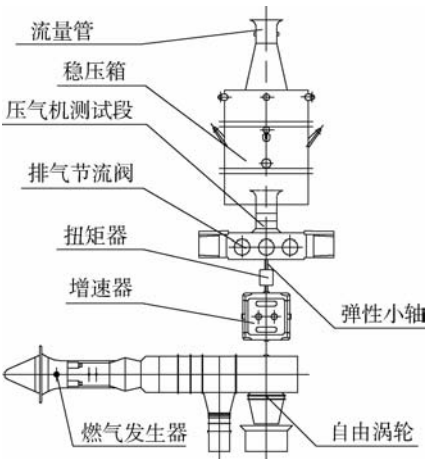
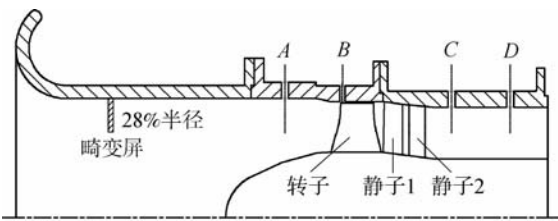
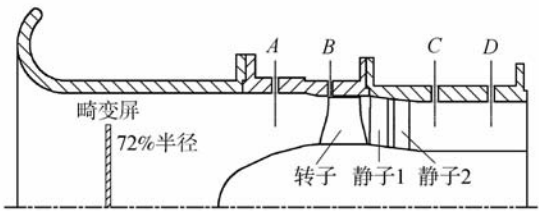


图 2 跨声速压气机实验台

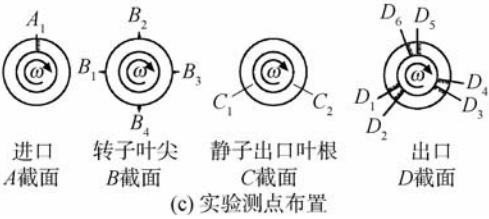
Fig. 2 Test rig of transonic compressor



(a) 环形畸变屏实验布置



(b) 圆形畸变屏实验布置



(c) 实验测点布置

图 3 带畸变屏实验布置

Fig. 3 Test facility with distortion screen

本文通过压损系数来衡量畸变屏对于压气机进口条件的影响, 压损系数的定义为

$$K = \frac{\Delta p_t}{\frac{1}{2}\rho V^2} \tag{2}$$

式中 p_t 为总压; ρ 为气体密度; V 为来流速度.

具体到本文所用的网格型畸变屏, 压损系数的经验计算公式^[21]为

$$K = \left[\frac{0.05 + 0.95\sigma}{0.95(1 - \sigma)} \right]^2 + \frac{88\sigma}{Re_d} \tag{3}$$

其中 Re_d 为雷诺数; σ 为畸变屏的孔隙率, 也就是说, 可以通过测量畸变屏的几何来计算得到对应的压损系数, 而通过压损系数, 采用数值模拟的手段模拟该畸变屏产生的进口畸变条件, 从而得到相应的压气机展向负荷分布。

考虑到局部喘振轴对称的特点, 本文继续采用单通道数值模拟的手段来获得压气机近失速点的展向负荷分布。采用 Auto-grid 5 软件进行网格绘制, 叶片通道采用 O-4H 型网格。采用 ANSYS CFX 软件和 $k-\epsilon$ 湍流模型进行 CFD 求解。计算进口给定总温、总压, 出口给定平均静压, 通过改变静压来得到压气机从大流量点到失速点各流量点的数值流场。为了验证软件计算结果与所用网格无关, 本文进行了网格无关性验证。通过加密压气机在周向、轴向、展向 3 个方向上的网格, 绘制出 3 种不同数目(约 64 万、82 万和 101 万)的网格, 选取其中 88% 设计转速进行数值模拟计算。由于本文重点关注近失速点的流场信息, 因此, 对网格无关性的要求不仅在设计点, 还要求在小流量点, 即使压气机内部流场更加复杂, 也要保证无关性, 故无关性验证进行了整条特性线的计算, 结果如图 4。从图中可以看出计算结果不随网格数目的变化而改变, 3 种网格计算结果基本一致, 说明以上 3 种数目的网格计算结果是在数值层面上是正确的, 在提高计算效率的考虑下, 本文选用 82 万的网格进行数值模拟计算, 网格最小正交性大于 15° 。

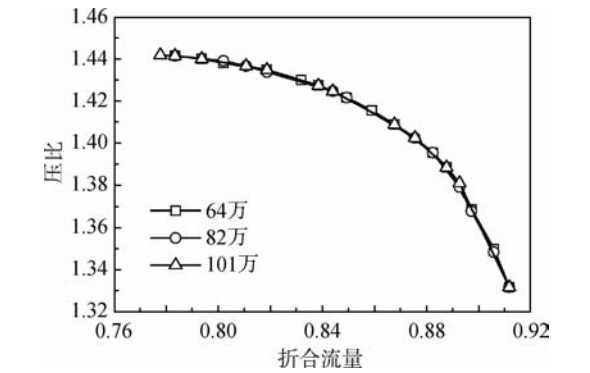


图 4 3 种不同网格的压比性能曲线

Fig. 4 Pressure ratio performance curves of three meshes

利用 ANSYS CFX 中多孔介质域模块来模拟畸变屏的作用, 在畸变屏安装位置增加多孔介质域, 网格数为 5 万, 通过给定压损系数和孔隙率来模拟畸变屏对流场的影响。

经过大量畸变屏的实验与模拟, 最终选定 4 组工况来证明之前的猜想。详见表 1。

表 1 各实验基本工况				
Table 1 Experiment conditions				
工况	压损系数 K	孔隙率 σ	实验装置	(转速/设计转速)/%
1	0.24	0.284	环形畸变屏	88
2	2	0.556	环形畸变屏	88
3	2	0.556	圆形畸变屏	65
4	6	0.644	圆形畸变屏	65

3 实验与数值结果分析

本节将结合实验与数值模拟的结果, 从压气机特性、失稳过程与失速点展向负荷分布等方面分析得出局部喘振现象的发生机理与条件。

3.1 压气机特性分析

基于 4 组工况不同的进气畸变条件, 分别进行实验与数值模拟的工作, 结果如图 5 所示。从图 5 发现: 首先, 数值模拟与实验在压气机压比特性结果一致, 为接下来的分析奠定了基础; 并且, 进气畸变改变了压气机的在相同转速下的特性, 结合均匀进气(非畸变)特性, 工况 1 失速点对应流量变小, 工况 2 失速点对应流量变大, 工况 3 失速点对应流量变小, 而工况 4 失速点对应流量变大, 失速点流量的变化说明了在进气畸变的作用下, 压气机的失稳过程发生了变化。

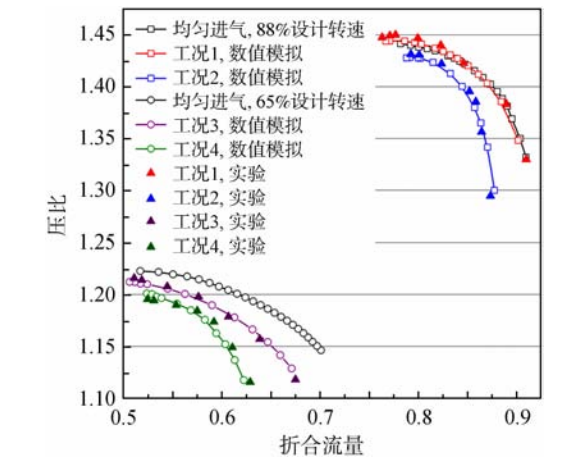


图 5 压气机实验与数值模拟特性

Fig. 5 Compressor performance from experiment and simulation results

3.2 压气机失稳过程分析

在不同进气畸变条件下, 在相同的转速下, 压气机的失速点流量发生了变化, 为深入研究, 下面

进行对于不同实验压气机失稳过程进行分析.

为重点关注压气机发生了哪种形式的失稳过程,采用 WFT(window Fourier transform,带时间窗的快速傅里叶变换)方法对不同位置传感器(B 截面和 C 截面)的实验信号进行分析. WFT 方法的优势是根据所得到信号频域成分在时域的变化趋势,可以得到压气机内部流动在某一短时间内哪个频率的扰动的幅值大,从而可以了解该频率扰动的幅值随时间的变化趋势.

工况 1 的 WFT 结果如图 6 所示.从转子叶尖与静子叶根区域的结果可以看出,低频局部喘振现象发生,并最终诱导压气机失稳.

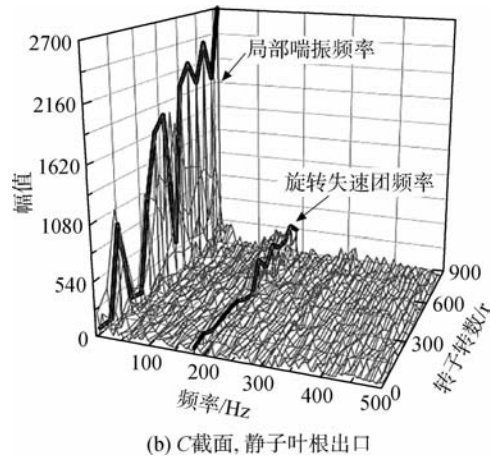
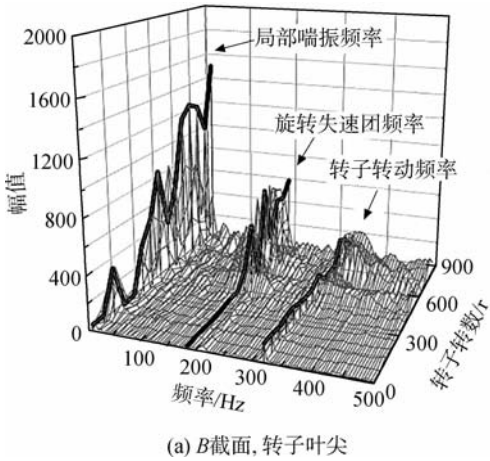


图 6 工况 1 的 WFT 结果
Fig. 6 WFT results of case 1

工况 2 的 WFT 结果如图 7 所示.发现局部喘振现象并没有发生,而是由转子叶尖的流动不稳定现象诱导了压气机失稳.

工况 3 的 WFT 结果如图 8 所示.局部喘振现象没有发生,压气机失稳是由转子叶尖的流动不稳定性引起的.

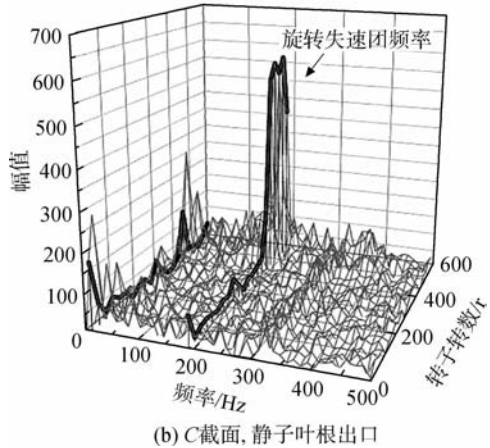
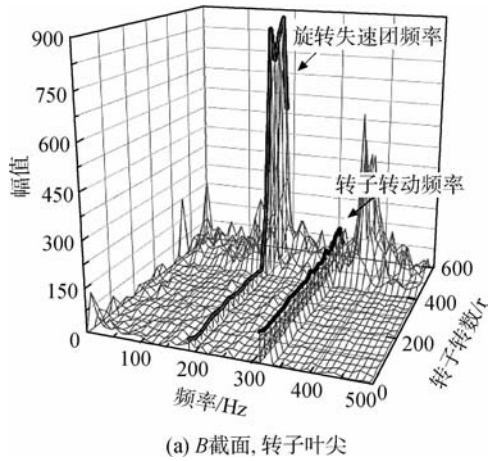
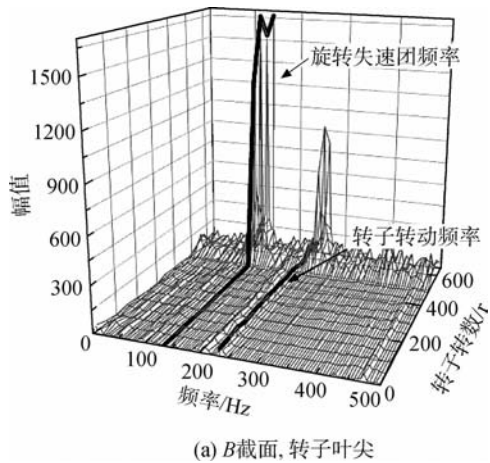


图 7 工况 2 的 WFT 结果
Fig. 7 WFT results of case 2

工况 4 的 WFT 结果如图 9 所示.从转子叶尖与静子叶根区域的结果可以看出,低频局部喘振现象发生,并最终诱导压气机失稳.

综合以上 4 组工况的失稳过程,再结合均匀进气条件下 65%,88%设计转速的失稳过程,失稳过程的变化规律如下.

在 88%设计转速下,均匀进气的失稳初始扰



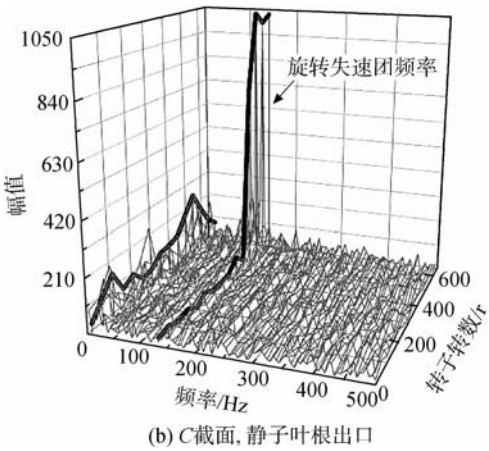


图 8 工况 3 的 WFT 结果
Fig. 8 WFT results of case 3

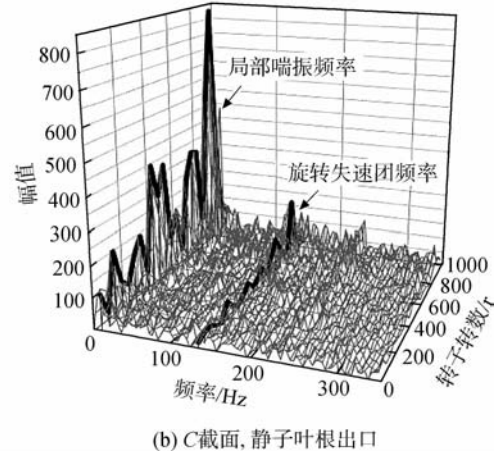
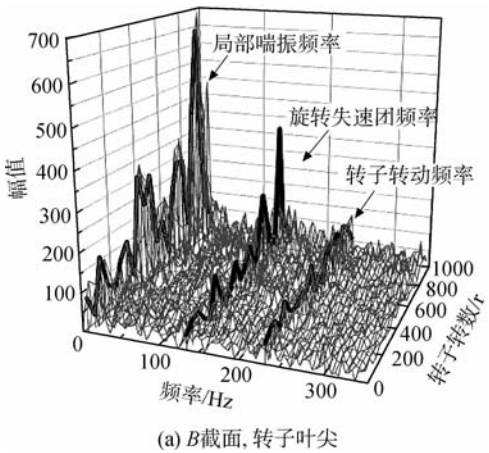


图 9 工况 4 的 WFT 结果
Fig. 9 WFT results of case 4

扰动是转子叶尖的流动不稳定性. 在工况 3 条件下, 压气机失速点流量减小, 失稳初始扰动仍然是转子叶尖流动不稳定性. 在工况 4 条件下, 压气机失速点流量增大, 局部喘振现象发生, 诱导了压气机失稳.

结合以上规律, 虽然在不同进气畸变条件下, 压气机失速点对应的流量略有变化, 但是该变化的大小对于来流马赫数的影响并不显著, 也就是对于气体的可压性并无明显影响, 在这样的条件下, 局部喘振现象在高转速 88% 设计转速从发生到不发生, 而在低转速 65% 设计转速从不发生到发生, 可以说明局部喘振现象的发生与气体的可压缩性并没有直接关系.

3.3 失速点展向负荷分布分析

在分析压气机展向负荷分布前, 图 10 给出: ①88% 设计转速, 均匀进气、工况 1 和工况 2 在无量纲流量为 0.866 时进气总压展向分布; ②65% 设计转速, 均匀进气、工况 3 和工况 4 在无量纲流量为 0.56 时进气总压展向分布. 从中可以看出进气畸变屏是如何改变进气条件的. 在工况 1 与工况 2 中, 环形畸变屏的加入, 大大降低了压气机进口 50% 叶高以上(叶尖区域)的总压, 降低了该区域的进口轴向速度, 在相同的流量状态下, 增加了叶尖的负荷. 而在工况 3 与工况 4 中, 情况更好相反, 降低了 70% 叶高以下(叶根区域)的总压, 降低了叶根区域的进口轴向速度, 从而增加了叶根区域的负荷.

数值模拟网格的可靠性和模拟结果与实验结果的对比在前文中已经进行了论述, 本文假定定常计算中, 最后一个能获得稳定的收敛流场的流量点与压气机实际失速点接近, 而这点也可以从数值与实验压气机特性的对比中得出. 所以从数值模拟最后一个收敛流场中提取计算了转子、静子在失速点的展向负荷分布, 如图 11 所示.

可以看出, 在 88% 设计转速下, 工况 1 叶根区域的负荷有降低的趋势, 但数值上并没显著降低, 而工况 2 却大大地降低了叶根的负荷, 同时增加了叶尖的负荷; 在 65% 设计转速下, 工况 3 增加了叶根区域的负荷, 但数值增加不大, 而工况 4 进一步增加了叶根区域的负荷, 并使得扩散因子更加接近 0.6. 结合 4 组实验的失稳过程, 可以给出这样的解释: 工况 1 降低了叶根区域的负荷, 但是随着进一步节流(工况 1 失速点流量更小), 压气机各个基元级的负荷都在增加, 最终还是由于叶根负荷高, 局部喘振现象发生, 压气机失稳. 工

动是局部喘振, 在工况 1 条件下, 压气机失速点流量减小, 局部喘振现象依然是失稳初始扰动. 在工况 2 条件下, 压气机失速点流量增大, 局部喘振现象并没有发生, 而是被转子叶尖的流动不稳定性取代; 在 65% 设计转速下, 均匀进气的失稳初始

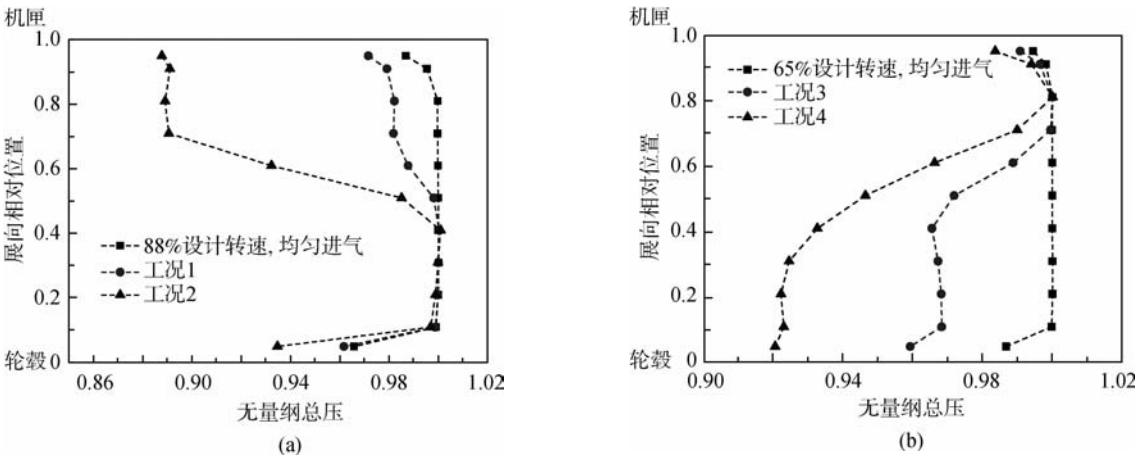


图 10 畸变屏对压气机进气条件的影响

Fig. 10 Effects of distortion screen on inlet condition of compressor

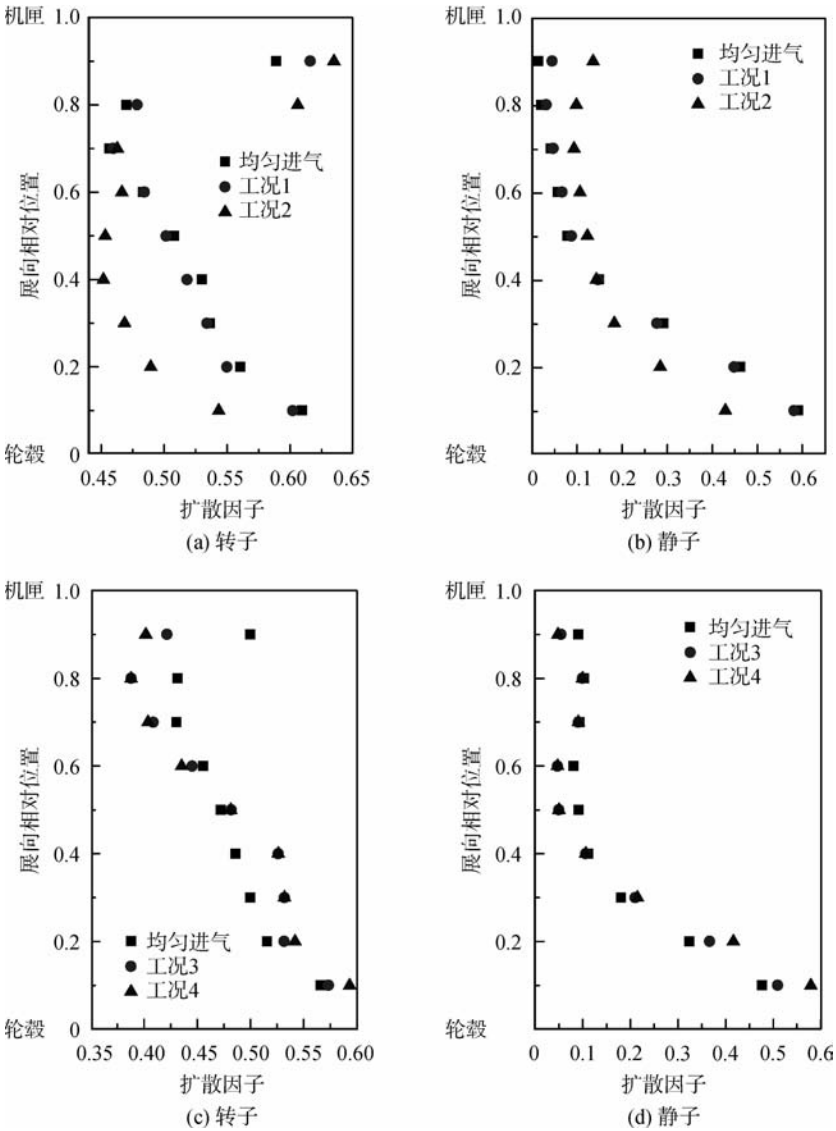


图 11 不同工况条件下失速点展向负荷分布

Fig. 11 Loading distribution along spanwise at stall point in different cases

况 2,更强的进气畸变大大降低了叶根区域的负荷,也大大提高了叶尖区域的负荷,使压气机转子叶尖的流动不稳定性率先发生,诱导了压气机失稳.工况 3 提高了叶根区域的负荷,但并没有足够大到局部喘振现象发生,随着进一步节流(工况 3 失速点流量更小),依然是转子叶尖不稳定性发生.而工况 4,叶根区域的负荷被增大到满足局部喘振发生的条件,局部喘振发生.综上,叶根高负荷就是局部喘振发生的条件.

4 结论和讨论

本文根据前期工作,结合局部喘振现象在同一台压气机高转速下发生,在低转速下不发生的事实,提出局部喘振现象发生条件的猜想,并针对该猜想,采用实验与数值模拟手段,通过改变压气机进气条件,获得其失稳发展过程的变化规律,最后得到如下结论.

1) 局部喘振现象的发生,与转速并没有直接联系,从而也不与压气机内气体的可压缩性有直接联系.

2) 叶根区域高负荷是局部喘振发生的必要条件,无论是高转速还是低转速,只有当失速点叶根区域的负荷高,局部喘振现象才会发生.相反,如果失速点叶根区域的负荷不够高,会有其他形式的失稳初始扰动发生.

在本文结论的基础上,结合国内外学者针对突尖波的研究,再结合 Dodds 等人^[17]关于转子叶根旋转失速团的研究,可以发现,随着压气机节流,各个基元级的负荷多会增加,然而由于设计的多样性,总会有相对负荷高的位置,而不同的叶型,其对于负荷的敏感程度也不同,最终就表现为失稳初始扰动的多样性.因此,在压气机负荷增高,级数增多的设计思路下,单一叶排的负荷分布与级间匹配后的负荷分布都应关注的重点,其对于压气机失稳初始扰动,最终失稳形式都具有重要,这一部分也将作为接下来工作的重点.

而关于什么样的负荷算足够高的问题,认为应于临界攻角的概念关联,不同的叶型,其负荷高的定义在数值上是有区别的,应统一用临界攻角的概念来衡量,这也将会是下一阶段的研究重点.

参考文献:

[1] Emmons H W, Pearson C E, Grant H P. Compressor surge and stall propagation [J]. Transactions of the ASME, 1955, 77(4): 455-469.

[2] Greitzer E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors: Part I theoretical compression system model [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1976, 98(2): 190-198.

[3] Greitzer E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors: Part II experimental results and comparison with theory [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1976, 98(2): 199-211.

[4] Greitzer E M. Some aerodynamic problems of aircraft engines: fifty years after the 2007 IGTI scholar lecture [J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131 (3): 031101. 1-031101. 13.

[5] Moore F K. A theory of rotating stall of multistage axial compressors: Part I small disturbances [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(2): 313-320.

[6] Moore F K. A theory of rotating stall of multistage axial compressors: Part II finite disturbances [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(2): 321-326.

[7] Longley J P. A review of nonsteady flow models for compressor stability [J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116 (2): 202-215.

[8] Camp T R, Day I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor [J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 393-401.

[9] Gong Y, Greitzer E M, Tan C S, et al. A computational model for short-wavelength stall inception and development in multistage compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(4): 726-734.

[10] Young A, Day I, Pullan, G. Stall warning by blade pressure signature analysis [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(1): 011033. 1-011033. 10.

[11] Khalid S A, Khalsa A S, Waitz I A, et al. Endwall blockage in axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3): 499-509.

[12] Suder K L, Celestina M L. Experimental and computational investigation of the tip clearance flow in a transonic axial compressor rotor [J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(2): 218-229.

[13] Simpson A K, Longley J P. An experimental study of the inception of rotating stall in a single-stage low-speed axial compressor [R]. ASME Paper GT2007-27181, 2007.

[14] Vo H D. Role of tip clearance flow on axial compressor stability [D]. Cambridge, US: Massachusetts Institute of Technology, 2002.

[15] Weichert S, Day I. Detailed measurements of spike formation in an axial compressor [J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(5): 2555-2565.

[16] Pullan G, Young A, Day I, et al. Origins and structure of spike-type rotating stall [R]. ASME Paper GT2014-68707, 2014.

[17] Dodds J, Vahdati M. Rotating stall observations in a high speed compressor: Part I experimental study [J]. Journal of Turbomachinery, 2015, 137(5): 051002. 1-051002. 9.

[18] Li Q,Pan T,Li Z,et al. Experimental study of compressor instability inception in a transonic axial flow compressor [R]. ASME Paper GT2014-25190,2014.

[19] 潘天宇,宋西镇,李志平,等. 跨声速压气机不同转速下失稳形式的实验研究[J]. 推进技术,2015,36(8):1127-1134.
PAN Tianyu,SONG Xizhen,LI Zhiping,et al. Effects of transonic tandem stator airfoil on stall inception in a transonic axial flow compressor [J]. Journal of Propulsion Technology,2015,36(8):1127-1134. (in Chinese)

[20] 潘天宇,贺雷,王正鹤,等. 局部喘振频率特性及估算方法研究[J]. 航空动力学报,2015,30(11):2666-2672.
PAN Tianyu,HE Lei,WANG Zhenghe,et al. Study on the frequency of partial surge and estimating method[J]. Journal of Aerospace Power. Accepted,2015,30(11):2666-2672. (in Chinese)

[21] Davis G. Non-uniform flow through wire screens [D]. Cambridge,UK:University of Cambridge,1957.

(编辑:陈越)