

文章编号: 1000-8055(2009)01-0143-07

低速轴流压气机旋转失速特性试验

屠宝锋, 胡 骏, 王志强, 李 亮

(南京航空航天大学 能源与动力学院 南京 210016)

摘 要: 在一台双级低速轴流压气机上进行了均匀进气时的全流量特性试验研究, 重点分析了该压气机旋转失速特性随流量系数的变化情况和失速起始特性. 试验结果表明, 压气机在失速前出现模态波扰动, 其传播频率约等于 40 % 转子旋转频率, 范围贯穿整台压气机; 压气机第二级在模态波扰动诱导下率先进入旋转失速, 初始失速团旋转速度为 83.3 % 转子转速; 失速团在向第一级扩散传播过程中, 其旋转速度逐步降低, 最后稳定在 41.9 % 转子转速; 失速团旋转频率随着流量系数的降低而减小; 失速团范围随着流量系数的减小而逐渐增加.

关 键 词: 压气机; 旋转失速; 失速起始

中图分类号: V231

文献标识码: A

Experimental investigation on characteristic of rotating stall in a low speed axial compressor

TU Bao-feng, HU Jun, WANG Zhi-qiang, LI Liang

(College of Energy and Power Engineering,

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

Abstract: The full flow characteristic of a 2-stage low-speed axial compressor was investigated with uniform inlet flow. The emphasis of this work was put on the characteristic of rotating stall at different flow coefficient and the stall inception. The results indicate that the modal wave will appear before stall about 30 rotor revolutions, and the rotary speed of modal wave is about 40 % rotor speed. The modal wave can be detected across the compressor. The second stage comes into rotating stall first under the effects of the disturbance of the modal wave. The rotary speed of the early stall cell is about 83.3 % rotor speed, and the speed will decrease as the stall cell spreads to the first stage, at last about 41.9 % rotor speed. As the flow coefficient reduces, the frequency of the stall cell will decrease, and the scope of the stall cell will extend accordingly.

Key words: compressor; rotating stall; stall inception

为预防压气机进入不稳定工况, 现阶段主要采用主动控制和被动控制两种手段, 其中主动控制主要是采用传感器监测流场中是否出现了微弱扰动信号, 然后通过施加一定动作来抑制其发展, 从而保证压气机可以继续稳定工作. 失速起始过

程研究对于采用主动控制提高压气机稳定性具有重要的意义.

国内外许多科研人员^[1-7]在试验中发现压气机失速前会出现扰动信号, 有的为尖脉冲 (Spike), 有的为模态波 (Modal wave). 对应不同

收稿日期: 2007-12-28; 修订日期: 2008-03-14

基金项目: 国家 973 项目 (2007CB210301)

作者简介: 屠宝锋 (1981 -), 男, 浙江嵊州人, 博士生, 主要从事叶轮机气动研究.

的失速前扰动信号,压气机存在两种失速起始形式:尖脉冲式和模态波式.第一种失速起始形式是以尖脉冲扰动的出现为标志,扰动出现大约1~3个转子旋转周期后压气机就进入失速状态.第二种失速起始形式是压气机出现模态波扰动,经过10~100个转子周期后诱发产生旋转失速,进入失速状态.

主动控制能够有效地提高压气机稳定性的前提是在失速前可以准确地捕捉到扰动信号.多级轴流压气机进入失速时一般是某一级最先出现失速团,失速团在随后的发展过程中会扩散到整台压气机.尖脉冲扰动诱导的失速,由于扰动结构具有三维性,且从扰动产生到失速团形成的时间间隔也比较短,因此如何判断尖脉冲最先出现的位置以及失速始发级显得非常关键.对于模态波诱导的失速,若能够较早地捕捉到扰动信号则可以给予主动控制机构充足的作动时间,提高主动控制的有效性.

研究失速起始的主要手段分为理论分析、试验测量和数值计算三种.理论分析在早期研究中做出了比较重要的贡献.在计算机技术和计算流体力学的高速发展下,数值计算逐渐显示了其优势,国内外关于这个领域的研究越来越火热.低速试验具有成本低,测量方便、精确,机械应力小,风险低,结果可靠等优点,可以对压气机的失速起始特性进行细致地研究,包括进气形式、级间距和多种设计参数影响等.

通过全流量试验,研究压气机在不同流量下的旋转失速特性以及失速恢复特性,对于进一步理解认识旋转失速有很大的帮助,并且对于压气机和喘振机构的设计也具有指导意义.例如失速团的旋转频率随流量的减少如何变化,决定因素是什么等等,可以在设计时作为参考,避免压气机失速后出现叶片共振.

1 试验设备

该轴流压气机试验器不带进口导向器,采用轴向进气、径向排气的结构布局,整个气流通道沿轴向为等面积的直环形通道,外径900 mm,内径540 mm.进口设计有4 m多长的进气道,采用双扭线的进气口.为了扩大该试验器的工作范围,在排气管道的下游还安置有一台75 kW的辅助离心式通风机,作为辅助气源.压气机工作流量的调节分别由安装在辅助离心风机上游和下游的两个电动阀门控制.转子和静子叶片均采用低速压气

机专用叶型NACA-65-010.压气机设计点的转速等于1 500 r/min,流量25 kg/s,总压比1.035.

稳态采集系统由JC型转矩转速测量仪、PSI DTCnet Acq压力测量系统和计算机组成.

动态数据采集采用LMS Scada II动态压力测量仪.该测量仪共有32个通道,量程为10 V,最高采样频率为200 kHz,数模转换精度达到16 bit,并置有专用数据采集和数据分析软件.试验中采用了7支单点动态总压探针,内部安装kur-lite微型差压式动态压力传感器.动态压力传感器的最大响应频率为300 kHz,其中6支位于压气机上游,距第一级转子前缘100 mm(约83%转子弦长),沿周向均匀布置,另外一支位于压气机下游,距离第二级静子尾缘163 mm,可以感受离外壁18 mm处的总压变化.本次试验采样频率等于4 096 Hz,采集时间为10 s.图1给出了两级低速轴流压气机的结构及动态传感器和静压测量孔的位置,其中 p_{s1} 和 p_{s2} 为静压测量截面, p_{t1} 和 p_{t2} 为动态总压测量截面. p_{s1} 截面上沿周向均匀布置了4个直径2 mm的壁面静压孔,测量压气机远上游静压用于计算流量系数; p_{s2} 截面在内外机匣上各开了周向均布的8个直径等于2 mm的壁面静压孔,测量值供总静压升系数计算使用.

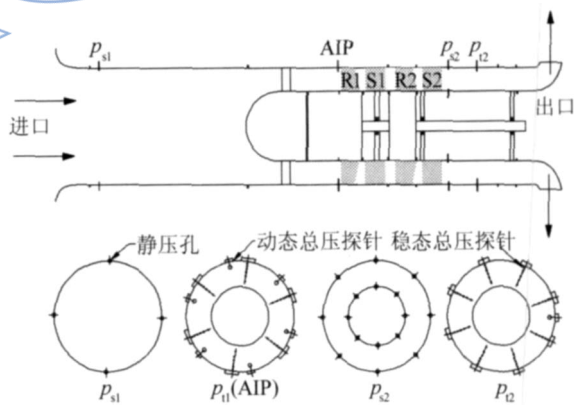


图1 压气机结构及压力测量位置示意图

Fig. 1 Configuration of the compressor

2 小波分析

原始动态总压信号可以分解为两部分,第一部分称为输入信号的近似信号 A ,这一部分可看作小波分解时的低通滤波器,它包含了信号中的低频分量;第二部分称为输入信号的细节信号 D ,它可看作小波分解时的高通滤波器,包含了信号中的高频分量.图2为小波分解的示意图,其中“ F_N ”表示了Nyquist频率,等于采样频率的一半.本试验动态信号的采样频率为4 096 Hz,则

F_N 等于 2 048 Hz,第 1 层近似信号 A_1 包含了 0~1 024 Hz 的信号,第 1 层细节信号 D_1 则包含了 1 024~2 048 Hz 的信号,依次类推,第 10 层近似信号 A_{10} 包含了 0~2 Hz 的信号,第 10 层细节信号 D_{10} 包含了 2~4 Hz 的信号.由于失速起始过程中动态总压信号属于非平稳信号,采用肉眼观察和频谱分析方法无法准确地判断失速团出现的时刻,以及判断是否出现了失速前扰动信号,因此本次试验采用了 Daubechies 8 小波对动态总压信号进行小波分解,实现多分辨率分析.

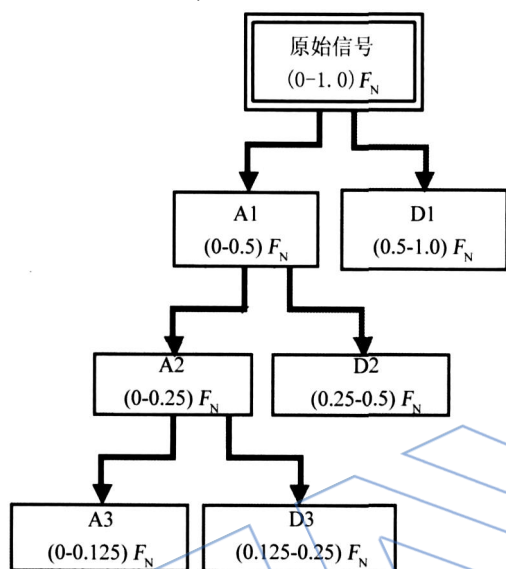


图 2 小波分析 - 低频和高频分解

Fig. 2 Wavelet analysis (The decomposition of low and high frequency)

3 试验结果

3.1 全流量特性

逐步关闭压气机出口管道中的电动阀门,调节流量至零流量状态,然后逐渐打开阀门,使压气机经历进入失速并退出失速的过程,得到压气机转速等于 600 r/min 时压气机的右支特性及左支特性,如图 3 所示.

图 3 中的横轴为流量系数,纵轴为总静压升系数 ψ_{st} 和总总压升系数 ψ_{tt} ,式(1)和式(2)分别给出了 ψ_{st} 和 ψ_{tt} 的定义.

$$\psi_{st} = 2(p_{s2} - p_{t1}) / \rho U_m^2 \quad (1)$$

$$\psi_{tt} = 2(p_{t2} - p_{t1}) / \rho U_m^2 \quad (2)$$

其中 p_{t1} 是压气机进口总压,等于环境压力; p_{s2} 是压气机出口静压; ρ 为进口气流密度; U_m 为压气机中径处的线速度.

图 3 中带圆心的曲线表示关闭电动阀门的过

程,另外一条曲线表示打开阀门的过程.“A”为试验测量结果的最大流量系数点,“B”为最大总总压升系数点,“C”为最大总静压升系数点,“D”是压气机的失速边界点,“E”是压气机进入旋转失速后测得的第一个工作点,“F”为零流量系数点,“G”是打开阀门后最后一个失速工况点,“H”是退出失速后的第一个稳定工作点.

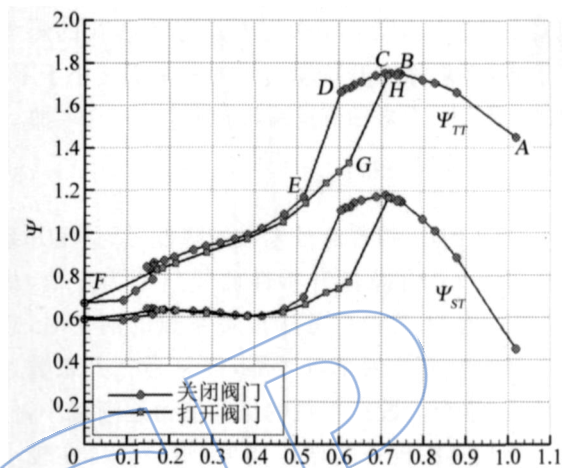


图 3 物理转速等于 600 r/min 均匀进气时的全流量特性

Fig. 3 Full flow range characteristic at the speed 600 r/min

压气机的总总压升特性表明了压气机各工作点的做功能力,表现为提高气流的静压和增大气流的动能.图 3 表明该压气机物理转速等于 600 r/min,折合转速等于 592 r/min 时在 B 点的流量系数时达到最大做功能力.而总静压升特性只是表征了压气机做功能力的一个方面,即提高压气机的静压.

多级轴流压气机进入旋转失速状态后,打开阀门退出失速时存在一种滞后现象,即最初产生旋转失速团的工作点和失速团消失工作点的流量系数不同,图 3 中的 CDEGH 构成了一个明显的滞后环.

在沿流线或无旋流场中理想的不可压定常流中,可以使用伯努利方程来描述流体的流动,忽略重力的影响后,在压气机轴向进出气的前提下进出口总压和静压的关系如下:

$$p_t = p_s + \frac{1}{2} \rho v_z^2 \quad (3)$$

因此总总压升系数和总静压升系数的关系如下:

$$\psi_{tt} = \frac{p_{t2} - p_{t1}}{\frac{1}{2} \rho U_m^2} = \psi_{st} + \frac{\frac{1}{2} \rho v_z^2}{\frac{1}{2} \rho U_m^2} = \psi_{st} + \phi \quad (4)$$

$$\frac{\partial \psi_T}{\partial \phi} = \frac{\partial (\psi_T + \phi)}{\partial \phi} = \frac{\partial \psi_T}{\partial \phi} + 2\phi \quad (5)$$

从 A 到 B, 随着压气机流量系数的减小, 叶片攻角增大, 加工量增加, 压气机的做功能力增强, 出口总压逐渐增加, 由于轴向速度的减小, 密度基本保持不变, 因此出口静压增加更快. 将公式 (4) 转化成公式 (6) 后可以发现, 从 A 到 B, 总静压升曲线斜率的绝对值大于总总压升曲线斜率的绝对值. 到达 B 点时, 总总压升特性曲线的斜率等于零, 而总静压升特性曲线的斜率仍然小于零, 因此总静压升系数随流量系数的减小仍然会增加.

$$\left| \frac{\partial \psi_T}{\partial \phi} \right| = \left| \frac{\partial \psi_T}{\partial \phi} \right| + 2\phi \quad (6)$$

从 B 到 C, 随着流量系数的降低, 总总压升系数逐渐减小, 总总压升特性曲线斜率为正值, 如 (5) 式所示, 当其斜率等于流量系数的两倍时, 总静压升特性曲线斜率等于零, 即总静压升系数达到峰值. 这个阶段压气机的做功能力逐渐减小, 但是其仍然具有较强的增压能力, 出口静压在较小的范围内逐步上升.

从 C 到 D, 随着压气机流量系数减小, 压气机的做功能力和压升能力都在下降, 出口总压逐渐降低, 由于轴向速度减小较为迅速, 因此, 静压也逐渐下降. 该段区域的两条特性曲线斜率均大于零, 因此总静压升特性曲线的斜率小于总总压升特性曲线的斜率.

当压气机从失速边界点 D 进入不稳定工况点 E 时, 压气机发生沉闷的轰鸣声, 表明失速团已经出现, 流场的轴对称特性被破坏, 总总压升系数和总静压升系数急剧下降.

压气机在旋转失速状态工作时其做功能力大大降低. 随着流量系数的减小, 总总压升系数逐渐减小, 而总静压升系数基本保持不变, 当流量系数为零时, 轴向速度虽然等于零, 但是由于存在切向运动, 因此压气机出口的总压大于静压, 两条压升特性曲线在零流量系数时并没有交汇于一点.

为了研究压气机进入旋转失速后进出口截面的总压波形以及失速团的旋转频率, 对原始动态总压信号进行无量纲处理, 如式 (7) 所示

$$\tilde{p}^* = (p^* - \bar{p}^*) / p_0 \times 100\% \quad (7)$$

其中 p^* 为动态总压, $\bar{p}^*$ 为采样时间内的平均总压.

通过对压气机处于旋转失速状态的各工作点的动态总压信号频谱分析, 发现失速团的旋转速度随流量系数的减小而降低, 失速团旋转速度最高可达到 43.7 % 转子转速, 最低约为 35 % 转子转

速, 如图 4 所示.

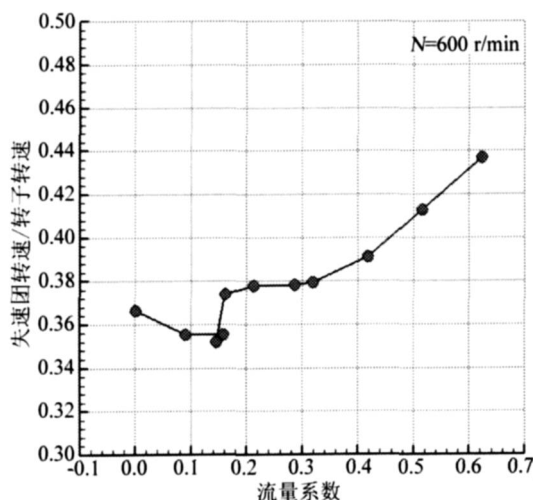


图4 失速团旋转速度随流量系数的变化

Fig. 4 Rotating speed of stall cell at different flow coefficient

图5给出了压气机旋转失速状态不同流量系数点的进出口总压波形图. 从图中可以看出流量系数等于 0.52 时, 失速团在进口只占据了约 37 % 的周向范围, 当流量系数降至 0.32 时, 已经占据了约 61 % 的周向范围. 当流量系数等于零时, 按照常理来说, 压气机内部流动已经处于轴对称状态, 任何周向位置的轴向速度、静压、总压应该相等. 但是从本试验得到的数据来看, 零流量时该压气机并没有进入严格的轴对称状态, 其原因需要在以后的试验中进一步研究. 从图中还可以发现出口失速团周向范围比进口处要大, 但是两者的旋转速度相同, 因此失速团的转速并不仅仅和其周向范围有关, 可能还受失速团径向分布的影响, 因此后续研究中需要在内机匣附近布置动态探针. 在流量系数等于 0.52 和 0.32 时, 进出口的总压波形比较相似, 但是在零流量系数点时, 两者的波形相差较大. 可以认为在零流量时, 出口失速团占据了整个周向范围, 但是总压的分布还是不均匀, 这主要和压气机的进口总压分布不均匀有关. 图6给出了失速团周向范围随流量系数的变化曲线, 从中可以发现失速团在流量系数减小的过程中逐渐增大.

压气机退出旋转失速时存在的“滞后性”与什么现象有关, 这对于退喘机构的设计有大的帮助. 从本试验的结果看, 压气机在 E 和 G 两点的失速团特性有较大的差别, E 点的失速团旋转频率较小, 周向范围较大. 也就是说当压气机在打开阀门退出旋转失速的过程中, 虽然流量在逐渐增

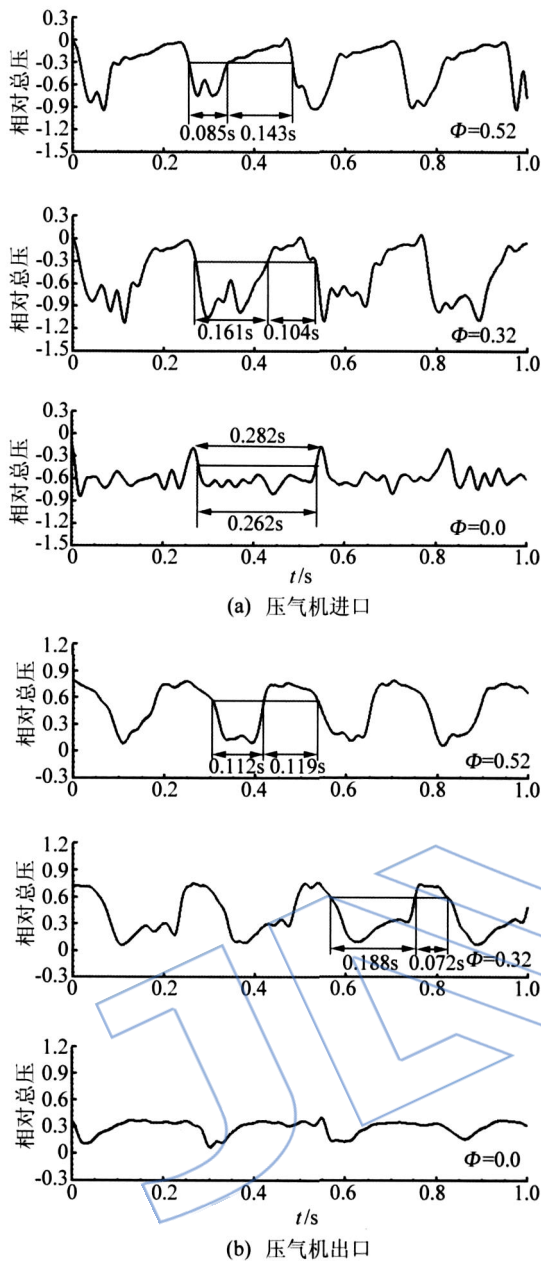


图 5 压气机不同工作点的总压波形

Fig. 5 Shape of the total pressure both at inlet and outlet surface

大,但是由于失速团范围的减小,使得失速团内部的气流攻角始终在失速攻角以上,只有当失速团范围减小到一定值,由于叶片排动态响应的问题使得失速团无法形成旋转的必要条件,这时压气机才能成功退出旋转失速.旋转失速的滞后性应该和失速团的周向范围和叶片排的动态响应有密切的联系.

3.2 失速起始特性

对双级低速轴流压气机转速等于 600 r/min 时均匀进气条件下的失速起始过程进行了试验研究,图 7 给出了压气机失速起始过程中各动态传

感器所测原始总压信号变化情况.

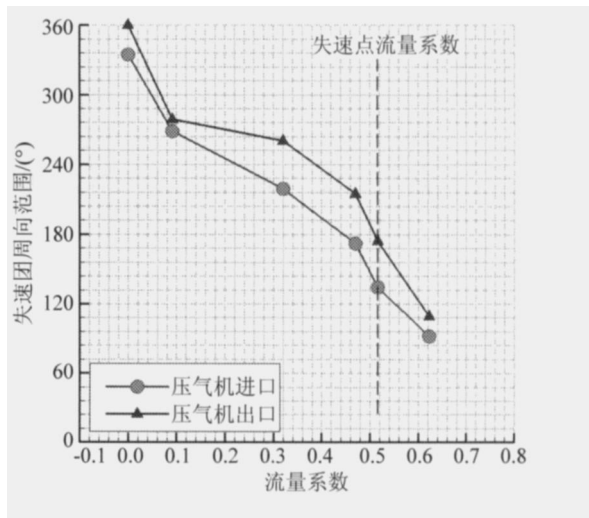


图 6 失速团周向范围随流量系数的变化

Fig. 6 Circumferential scope of the stall at different flow coefficient

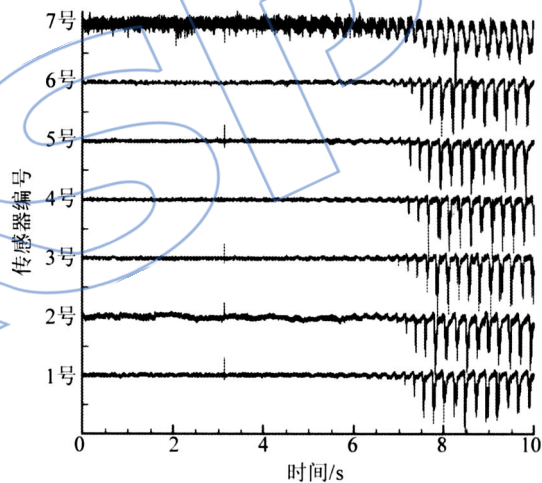


图 7 压气机失速起始过程原始总压信号随时间变化

Fig. 7 Original total pressure signal at stall inception

从图 7 发现压气机在 7 s 附近进入旋转失速,失速团在 8 s 后完全发展.由于信号掺杂了背景噪声,叶片位势扰动以及尾迹扰动等信号,因此无法判断失速发生的准确时刻以及是否出现了失速前扰动信号.

对 8~10 s 的动态总压信号进行了频谱分析,如图 8 所示.确定了失速团的旋转频率基频等于 4.19 Hz,失速团的能量主要集中在 一阶和二阶分量.

对原始动态信号进行了 10 层小波分解,图 9 给出了 7 支传感器所测信号的 D_9 细节信号和 A_{10} 近似信号. D_9 细节信号主要集中在 4~8 Hz 的信号,其脉动幅值增加说明有扰动或者失速团出现,因此当其幅值超过一定阈值时可以认为压气

机进入失速状态,这里的阈值定义为 D_9 最大幅值的 50 %。按照这种定义方式可以发现,在压气机出口首先检测到旋转失速团信号,6.76 s 时即出现失速团;压气机进口传感器在 7.35 s 才检测到失速团信号。因此可以认为该压气机的第二级先失速,失速团形成后向第一级压气机扩展,最后导致整机进入旋转失速状态。

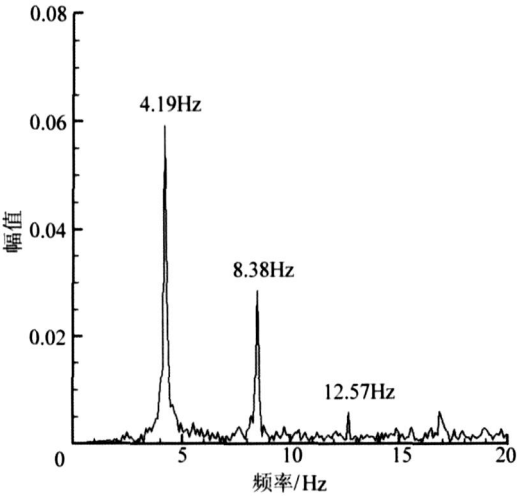


图 8 压气机完全失速后频谱分析

Fig. 8 The FFT of signal at full rotating stall

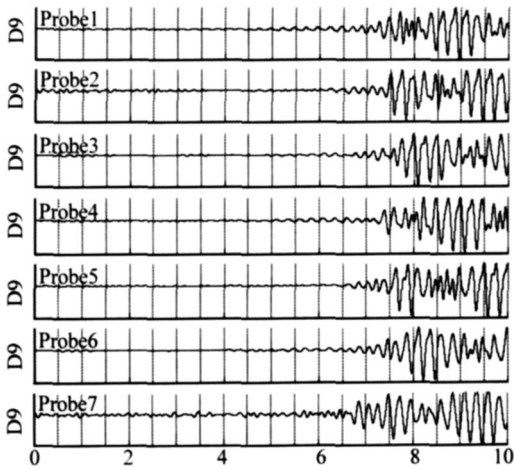
A_{10} 近似信号包含了 0~2 Hz 的信号,表明了总压在失速起始过程中的升降情况,从图 9(b)可以发现失速团出现后总压发生坍塌的现象。

对压气机出口总压信号进行若干时间段的频谱分析,表 1 给出了 5 个时间段的扰动/失速团传播频率。可以发现压气机失速前 2 s 即出现了模态波,其传播频率大约为 40 % 转子旋转频率。失速团出现后最初的旋转频率为 5 Hz,等于 83.3 % 转子旋转频率,这主要是由于失速团最初只发生在第二级,因此其旋转速度较大。随着向第一级扩展,失速团旋转速度逐渐降低,最后稳定在 41.9 % 转子转速。表 2 给了压气机进口总压信号 6 个时间段的扰动/失速团传播频率,可以发现压气机进口也感受到了模态波扰动信号,当失速团扩散至第一级时,失速团转速并不稳定,在 8 s 以后整台压气机旋转失速才处于稳定状态,失速团转速保持不变。

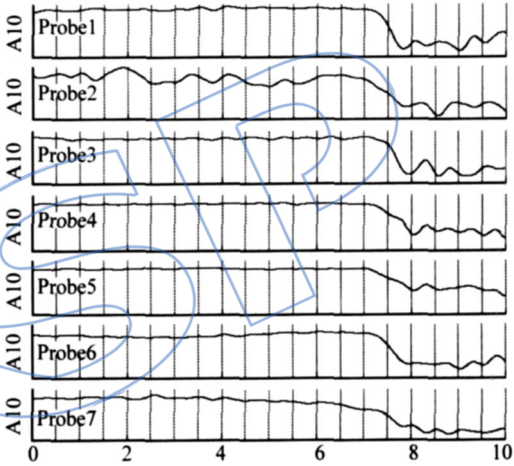
表 1 压气机出口总压信扰动信号/失速团的频率

Table 1 Frequency of modal wave or stall cell at the outlet surface

时间段/s	4.76~5.56	5.76~6.52	6.76~7.37	7.37~7.79	7.79~8.99
频率/Hz	3.75	4.00	5.00	4.67	4.19



(a) 细节信号



(b) 近似信号

图 9 7 支传感器动态信号

Fig. 9 Dynamic signal of 7 sensors

表 2 压气机进口总压信号扰动信号/失速团的频率

Table 2 Frequency of modal wave or stall cell at the inlet surface

时间/段/s	4.70~5.72	5.72~6.69	6.69~7.50	7.50~7.94	7.94~8.41	8.41~9.90
频率/Hz	3.90	4.00	5.00	4.50	4.25	4.19

4 结 论

本文的研究主要得到了如下结论:

1) 通过两级低速轴流压气机全流量特性试验,得到了压气机的右支特性和左支特性。压气机的失速点位于峰值点右侧,且存在比较明显的失速恢复滞后现象。

2) 进入旋转失速状态后,压气机的总总压升系数随流量系数的减小而逐渐降低,而总静压升

系数基本保持不变.

3) 压气机始终表现为单团失速,失速团转速和周向分布均会随流量系数的变化而变化,当流量系数减小时,失速团转速减小,周向范围增大,失速团总压亏损也逐渐降低.

4) 采用小波分析和频谱分析技术确定了在均匀进气时该压气机具有模态波式失速起始特征.模态波诱导第二级压气机最先产生失速团,失速团在向整机扩散过程中,其旋转速度会逐渐降低,最后稳定在 41.9 %转子转速.

参考文献:

- [1] Day I J. Stall inception in axial flow compressors [J]. ASME Journal of Turbomachinery ,1993 ,115(1) :1-9.
- [2] Longley J P , Shin H W , Plumley R E , et al. Effects of rotating inlet distortion on multistage compressor stability [J]. ASME Journal of Turbomachinery ,1996 ,118 (1) : 181-188.
- [3] Silkowski. Measurement of rotor stalling in a matched and a mismatched multistage compressor [R]. GTL Report No 221 , Gas Turbine Laboratory ,1995.
- [4] Tryfonidis M , Etchevers O , Paduano J D , et al. Pre-stall behavior of several high-speed compressors [J]. ASME Journal of Turbomachinery ,1995 ,17(1) :62-80.
- [5] Weigl H J , Paduano J D , Frechette L G , et al. Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single stage axial compressor [R]. ASME Paper 97- GT-411 ,1997.
- [6] 聂超群,陈静宜,蒋浩康,等. 低速轴流压气机旋转失速先兆特征的试验分析[J],工程热物理学报,1998 ,19 (3) : 293-298.
- NIE Chaoqun , CHEN Jingyi , JIANG Haokang , et al. Experimental investigation on inception of rotating stall in low-speed axial compressor [J]. Journal of Engineering Thermophysics ,1998 ,19(3) :293-298. (in Chinese)
- [7] 李军,徐纲,朱俊强,等. 轴流压气机失速起始扰动形式的试验研究[J]. 航空动力学报,1997 , 12(1) :100-104.
- LI Jun , XU Gang , ZHU Junqiang , et al. Initial disturbance forms of rotating stall in axial flow compressor [J]. Journal of Aerospace Power ,1997 ,12 (1) : 100-104. (in Chinese)