

文章编号: 1000-8055(2006) 02-0386-05

近失速压力扰动的试验

李传鹏, 胡 骏, 王英锋, 赵 勇
(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 采取在静子叶片表面埋入微型压力传感器的方法, 对叶尖、叶中和叶根3个截面上的动态压力进行测量, 实验研究了压气机近失速的流场特性。实验结果表明: 压气机失速前, 存在两个特征频率的压力扰动; 这两个特征扰动的扰动频率与压气机转速成正比, 与转子转动频率的相对频率分别等于5和8; 相对频率为5的特征扰动强度随着流量系数减少而增大, 在失速点达到最大, 而相对频率为8的特征扰动随着流量系数减少先增大, 在失速点突然下降; 选择相对频率为5的特征扰动作为压气机失稳预警信号, 设定某一 λ 值作为报警的阈值, 可以有效防止压气机失速。

关键词: 航空、航天推进系统; 压气机; 特征扰动; 失稳预警信号
中图分类号: V 231. 3 文献标识码: A

Experimental Study of Pre-Stall Pressure Disturbances in a Low-Speed Axial Compressor

LI Chuan-peng, HU Jun, WANG Ying-feng, ZHAO Yong
(College of Energy and Power Engineering,

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

Abstract: The dynamic pressure on stator surfaces at vane tip, mid-span and root was measured to demonstrate the flow structure in a compressor working close to its stability limit. Unsteady pressure signals show that before stall there exist two kinds of pressure disturbances. The frequencies of these disturbances are approximately in proportion to rotor speed and the relative frequencies are 5 and 8 respectively in terms of rotor rotating frequency. The intensity of the disturbance with relative frequency 5 increases as mass flow decreases until compressor working point reaches stall margin, whilst the intensity of other disturbances increases first and drops suddenly as compressor works at stall point. Thus, the flow field disturbance which leads to rotating stall/surge should be that the relative frequency is 5 and it can be regarded as the warning signal of instability. Setting a value λ as the threshold, establishing a reliable and effective stall avoidance control based on pressure signals detected by high response transducers seems to be promising.

Key words: aerospace propulsion system; compressor; eigen-disturbance;
warning signals of instability

国内外关于失速先兆波的研究开展了许多工作^[1~6], 并取得了一定的成果。普遍认为, 压气机

失速前存在两种类型的先兆波, 即模态型失速先兆和脉冲型先兆。通过对失速先兆波进行监测, 在

收稿日期: 2005- 07- 05; 修订日期: 2006- 01- 22

基金项目: 国家自然科学基金资助(10272057); 国防重点实验室基金资助(51459010201HK0201)

作者简介: 李传鹏(1976-), 男, 湖北通山人, 南京航空航天大学能源与动力学院教师, 博士, 主要从事叶轮机气动力学研究。

部件试验和整机试验中均成功实现了失速/喘振的主动控制。然而, 将失速主动控制技术应用与实际型号中却存在着诸多问题, 首要问题就是从检测到失速先兆波到完全发展为失速之间的时间过快, 控制系统能否及时有效地发生效用, 需待进一步考证。

众所周知, 当压气机效率达到最大值后进一步减小流量, 压气机叶片排会出现较大的分离, 损失增加。叶片出现分离必然在压气机内部流场中形成特定频率的压力扰动, 压气机工作点距离失速边界越近, 压力扰动的强度越大。通过对压气机近失速流场的非定常特性的研究, 掌握近失速压力扰动的变化规律。这对于防止发动机进入失速/喘振不稳定流态具有重要的工程实用价值。

本文利用低速轴流压气机试验器, 对压气机近失速流动的非定常特性进行了试验研究。重点分析了近失速流场中压力扰动的频谱特性。

1 实验设备和测量系统

压气机近失速特性试验研究是在一台低速单级轴流压气机实验器上开展的。该轴流压气机试验器带有进口导向器, 采用轴向进气径向排气的结构布局, 整个气流流道沿轴向为等面积的直环形通道。压气机设计转速为1 500 r/min, 外径0.9 m, 轮毂比0.6。有关实验设备的详细描述请见文献[7], 这里不再赘述。

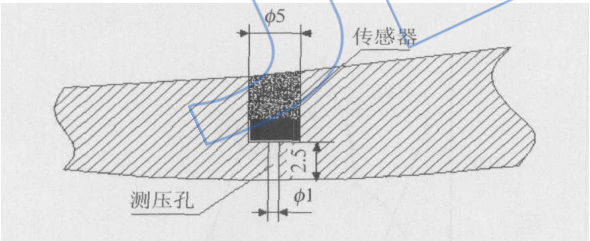


图1 静子表面传感器安装简图

Fig. 1 Sketch of blade with transducer embedded

在分析轴向间距对压气机稳定性影响后知道, 对于该压气机试验器, 静子叶排具有抑制小扰动, 增强稳定性的功用^[8,9]。从另一角度考虑, 转子叶片是首先出现大尺度分离而导致压气机失速的部件。这样, 对于转子下游非定常流动特性的研究是关键。处于下游的静子表面动态压力能够反映转子下游流场的非定常特性, 采用在静子叶片表面埋入微型压力传感器的方法, 对叶尖、叶中和叶根3个截面上的动态压力进行测量, 不仅可以研究压气机内部流场的非定常特性, 而且可以

避免由于探针等测量机构对流场的干扰。
实验测取了静子叶尖、叶中和叶根3个截面的动态压力分布。动态压力传感器安装的结构如图1所示。测试系统的详细描述请见文献[10]。

2 实验结果及分析

图2是通过电子阀门细微控制压气机节流过程而获得的失速点附近的压升特性。压气机试验特性用总静压升系数表示 Ψ_{ST} , 见公式(1)。

$$\Psi_{ST}(\Phi) = \frac{(P_s)_{\text{exit}} - (P_T)_{\text{inlet}}}{(1/2)\rho U^2} \tag{1}$$

流量系数: $\Phi = C_x / U_m$

式中: $(P_s)_{\text{exit}}$ 为压气机出口静压; $(P_T)_{\text{inlet}}$ 为压气机进口总压; C_x 为压气机进口气流平均轴向速度, U_m 是压气机转子平均半径处的叶轮线速度。

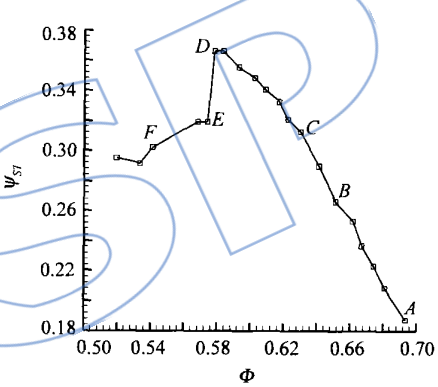


图2 失速点附近的总静压升特性
Fig. 2 Compressor characteristics close to surge margin

通过对流场动态压力分析后发现, 在压气机工作点由图中A 点向失速点D 靠近的过程中, 压气机流场中先后出现两个频率不同的特征扰动。下面主要针对叶尖截面靠近前缘的测点对这些工作点的压力特性进行分析。

图3是压气机工作于A 点叶尖截面前缘测点的动态压力波形图和相应的频谱图。图中纵坐标为相对压力 $\bar{p} = (p - \bar{p}) / \bar{p}$, p 是叶片表面的动态压力, $\bar{p}$ 是 p 的时均值。

在波形图中, 能分辨出叶片尾迹扫过时的低压区。在压力频谱图可以看出, 除了400 Hz 存在较大幅值 $|\bar{p}|$ 外, 其他频率的幅值非常小, 400 Hz 为转子叶片扫过静子的基频率。

图4是压气机工作于B 点时叶尖截面前缘测点动态压力频谱图。与A 工作点相比, 尾迹信号强些。在压力频谱图上可以看出, 在107.0 Hz 附

近出现了一个幅值 $|P|$ 较大的特征扰动信号,表明压气机流场出现107 Hz 的特征扰动。

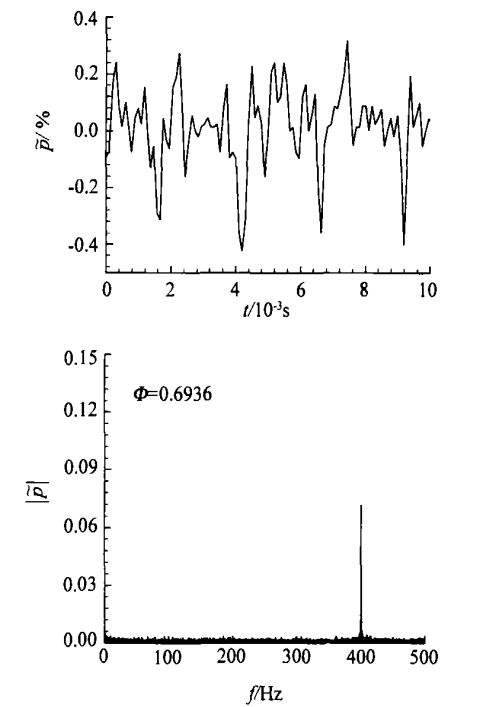


图3 Φ 为0.693 6的压力波形和频谱图
Fig. 3 Fluctuating pressure at $\Phi=0.693\ 6$

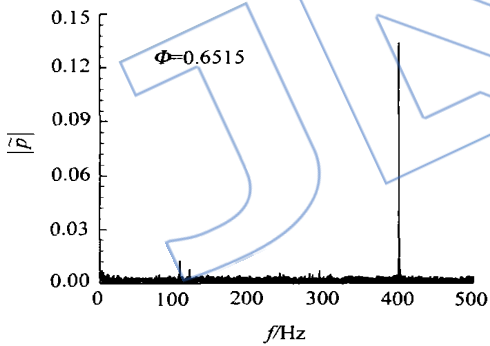


图4 Φ 为0.651 5的压力频谱图
Fig. 4 Frequency of fluctuating pressure at $\Phi=0.651\ 5$

图5是压气机工作于C点时叶尖截面前缘测点动态压力频谱图。在压力频谱图上可以看出,对应107.0 Hz 的特征扰动强度与图4中的相比变大。并且,压气机流场中出现67 Hz 的特征扰动。

图6是压气机工作于D点叶尖截面前缘测点动态压频谱图。该工作点为稳定边界点。在压力频谱图上可以看出,对应67 Hz 的特征扰动的幅值 $|P|$ 明显大于107 Hz 的特征扰动,与尾迹强度相当。E点及其以后均为压气机失速后的工作点。

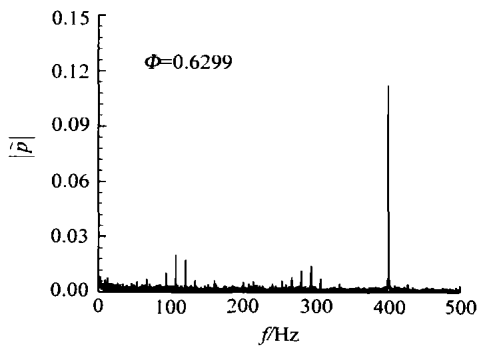


图5 Φ 为0.629 9的压力频谱图
Fig. 5 Frequency of fluctuating pressure at $\Phi=0.629\ 9$

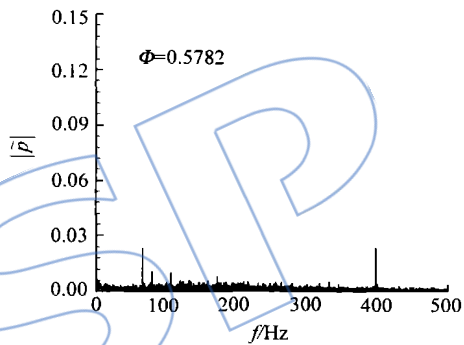


图6 Φ 为0.578 2的压力频谱图
Fig. 6 Frequency of fluctuating pressure at $\Phi=0.578\ 2$

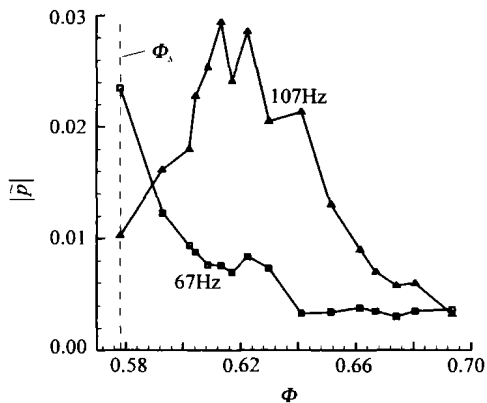


图7 特征扰动强度随流量系数变化关系
Fig. 7 Disturbances intensity curves

可见,当压气机工作点向失速边界靠近时,首先出现了频率为107 Hz 的特征扰动,且扰动的幅值 $|P|$ 随着流量减少而增大,当流量系数 Φ 达到0.63 时,在流场中出现了频率67 Hz 的特征扰动。当流量进一步减少,频率为67 Hz 的特征扰动的幅值

$|P|$ 不断增大, 而107 Hz 的特征扰动强度先增大后减小。图7给出了这两个特征扰动幅值 $|P|$ 随流量系数变化的趋势。

定义 λ 为特征扰动幅值与尾迹信号幅值的比值, 如公式(2):

$$\lambda = \frac{|P|_D}{|\tilde{P}|} \times 100\%$$

(2)

图8给出了这两种特征扰动的 λ 值随流量变化的趋势。频率为67 Hz 的特征扰动的比值 λ 随着流量减小而增大, 靠近失速点时, 增长更快。而107 Hz 特征扰动的比值 λ 先随着流量减小而增大, 当接近失速点时, 比值反而减小。

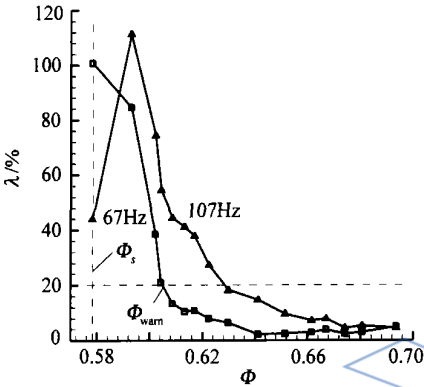


图8 特征扰动 λ 值随流量系数变化关系
(800 r/min)

Fig. 8 λ of eigen-disturbances at 800 r/min

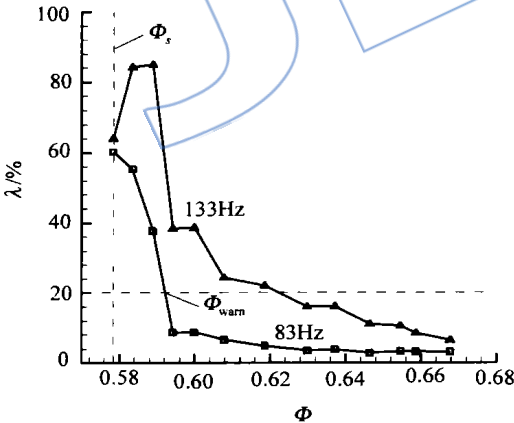


图9 特征扰动 λ 值随流量系数变化关系
(1 000 r/min)

Fig. 9 λ of eigen-disturbances at 1 000 r/min

在转速为1 000 r/min 的压气机流场中, 近失速的特征扰动频率为83 Hz 和133 Hz。图9给出了这两种特征扰动 λ 的值随流量变化的趋势。频率为83 Hz 的特征扰动的比值 λ 随着流量减小而增

大, 靠近失速点时, 增长更快。而133 Hz 特征扰动的比值 λ 先随着流量减小而增大, 当接近失速点时, 比值反而减小。

对于转速为1 200 r/min, 特征扰动频率分别为100 Hz 和160 Hz。图10给出了这两种特征扰动的 λ 值随流量变化的趋势。可见, 特征扰动的变化规律与转速为800 r/min 和1 000 r/min 的非常相似。

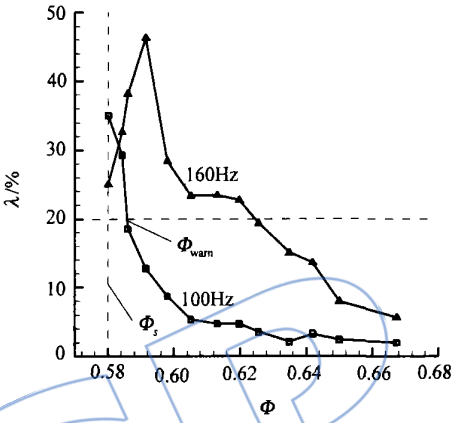


图10 特征扰动值随流量系数变化关系
(1 200 r/min)

Fig. 10 λ of eigen-disturbances at 1 200 r/min

对静子表面其它测点的动态压力数据进行分析, 得到的结果与此相同。

通过对3个转速下, 压气机失速前后静子表面压力的频谱特性对比分析后知道, 当压气机工作点向失速点靠近时, 流场中先后出现频率不同的两种特征扰动。压气机转速不同, 这两种特征扰动的频率不同。表1列出了这两种特征扰动的频率 f_1 和 f_2 以及转子旋转频率 f_R 的相对频率 $\bar{f}_1$ 和 $\bar{f}_2$ 。从表中可以看出, 在3个试验转速下, 这两种特征扰动的频率与转子转动频率成正比关系, 其相对频率分别为5和8。

表1 这些特征频率及与转子旋转频率的相对频率

Table 1 Frequency of eigen-disturbances

压气机转速/(r/min)	800	1 000	1 200
f_1 /Hz	67	83	100
f_2 /Hz	107	133	160
$\bar{f}_1$	5.025	4.98	5
$\bar{f}_2$	8.025	7.98	8

从图9和图10中可知, 相对频率 $\bar{f}_1$ 为5的特征

扰动 λ 值随着流量减小而增大,靠近失速点时,增长更快。而相对频率 f_2 为8的特征扰动 λ 值先随着流量减小而增大,接近失速点时,比值反而减小。这表明,相对频率 f_1 等于5的特征扰动与压气机失速密切相关。

如果将相对频率为5的特征扰动的 λ 值选为报警的参数,设定 $\lambda=20\%$ 为报警的阈值,表2列出了阈值所对应的流量系数 Φ_{warn} 以及与失速点之间的流量裕度 $\Delta\Phi/\Phi$ 。可见转速越高,流量裕度越少,尽管如此,从发出报警信号就开始采取相应措施,防止压气机失速是完全可行的,也是可靠的,这是因为,此时压气机依然在右支特性(稳定边界右边)上。

表2 报警阈值所对应的流量系数

Table 2 Threshold of alarm			
压气机转速/(r/min)	800	1 000	1 200
Φ_{warn}	0.605 0	0.592 1	0.586 1
$\Delta\Phi/\Phi/\%$	4.64	2.37	1.03

如果希望报警时3个转速的流量裕度大致相同,则高转速对应的阈值可以设定为较小的 λ 值,例如,设定 λ 值等于10%为1 200 r/min的报警阈值,则 Φ_{warn} 等于0.596 0,流量裕度等于2.74%,与1 000 r/min报警阈值为20%的相当。

3 结 论

本文试验研究了压气机工作点向失速边界趋近时压气机内部流动的动态特性,主要针对静子表面动态压力详细分析流场中压力扰动的非定常特性,获得了压气机失速前非定常频谱特性,发现压气机失速前,存在两个特征扰动。

压气机转速越高,特征扰动频率越高。两种特征扰动的扰动频率与压气机转速成正比,与转子转动频率的相对频率分别等于5和8。

相对频率为5的特征扰动强度随着流量系数减少而增大,在失速点达到最大,而相对频率为8的特征扰动随着流量系数减少先增大后减小,在失速点突然下降,认为与失速相关的特征扰动应为相对频率为5的特征扰动。该特征扰动可以作为失稳预警信号。

合理选择特征扰动的某一 λ 值作为报警的阈值,操作人员完全有足够的时间采取措施,防止压

气机失速。这是因为尽管离失速边界已经非常接近了,但压气机依然工作在右支特性(稳定特性)上。

尽管本文的结论基于低速压气机试验结果,但对于实际型号中怎样预防压气机失稳仍然具有重要的指导意义。

参考文献:

[1] Day I J. Stall Inception in Axial Flow Compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(1): 1~9.

[2] Camp T R, Day I J. Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(3): 393~401.

[3] Day I J, Breuer T, Escuret J, et al. Stall Inception and the Prospects for Active Control in Four High-Speed Compressors [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(1): 18~27.

[4] Hoess B, Leinhos D, Fottner L. Stall Inception in the Compressor System of a Turbofan Engine[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2000, 122(1): 32~44.

[5] 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实验分析[J]. *工程热物理学报*, 1998, 19(3): 293~298.

[6] 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.

[7] 张靖焯. 一种捕捉预示压气机失稳预警信号的新方法的研究[J]. *航空动力学报*, 2004, 19(2): 270~277.

[8] Zhang Jingxuan. Study of a New Method for Giving Warning Signals of Instability [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2004, 19(2): 270~277.

[9] 胡骏. 轴流压缩系统动态失速特性的研究[D]. 江苏 南京: 南京航空航天大学, 1991.

[10] 李传鹏,胡骏,张燎原,等. 轴向间距变化对轴流压气机全流量特性的影响[J]. *推进技术*, 2004, 25(6): 508~511.

[11] Li Chuanpeng, Hu Jun, Zhang Liaoyuan, et al. Effects of Axial Spacing on Compressor Performance in All Flow Range[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2004, 25(6): 508~511.

[12] 李传鹏,胡骏,王英锋,等. 轴向间距对压气机旋转失速特性的影响[J]. *工程热物理学报*, 2005, 26(2): 246~248.

[13] Li Chuanpeng, Hu Jun, Wang Yingfeng, et al. Effects of Axial Spacing on Compressor Stalling Characteristics[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2005, 26(2): 246~248.

[14] 张燎原,胡骏. 轴流压气机叶片排流场非定常频谱特性试验技术[J]. *燃气涡轮试验与研究*, 2004, 17(1): 46~49.

[15] Zhang Liaoyuan, Hu Jun. Test Technology of Unsteady Flow Frequency Spectrum Performance of an Axial Compressor [J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2004, 17(1): 46~49.