

文章编号: 1000-8055(2005) 01-0120-05

轴向间距对压气机气动稳定性的影响

张 环, 胡 骏, 李传鹏, 王英锋
(南京航空航天大学 能源与动力学院, 北京 210016)

摘要: 针对低速轴流压缩系统, 从理论分析和试验验证两个方面论述了静子在轴流压气机气动稳定性方面的作用。理论上论证了, 当静子非首先失速部件时, 其作用有利于抑制扰动的发展, 增强压气机的气动稳定性; 试验验证了, 随着转静子之间轴向间距的减小, 静子的增稳作用增强, 压气机的失速流量减小。

关键词: 航空、航天推进系统; 轴向间距; 轴流压气机; 气动稳定性; 压升系数

中图分类号: V 231. 3

文献标识码: A

Effect of Axial Spacing between Rotor and Stator on Axial Compressor Stability

ZHANG Huan, HU Jun, LI Chuan-peng, WANG Ying-feng

(College of Energy and Power Engineering,

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

Abstract: The effect of stator on axial compressor aerodynamic stability was studied both theoretically and experimentally for a low speed compression system. The theoretical analysis shows that stator could suppress flow disturbances in compressors and enhance the compressor stability, in case of the stator does not stall first. The experimental results of a low speed single stage compressor show that stall flow coefficient decreases with the decrease of the axial spacing between rotor and stator because of the increasing influence of the stator.

Key words: aerospace propulsion system; axial spacing; axial compressor; aerodynamic stability; pressure rise coefficient

经过多年研究, 航空涡轮发动机压缩系统的气动稳定性已大幅度提高, 在研究、设计和使用中积累了丰富的经验。然而, 新型战斗机在其飞行包线内将以更大的迎角做机动飞行, 而且迎角随时间的变化更为急剧, 进气畸变对风扇/压气机气动稳定性的影响越来越突出。因此, 新型战斗机的更新换代, 对风扇/压气机的气动稳定性提出了更高的要求, 风扇/压气机的气动稳定性问题已成为战斗机和发动机两个行业共同关心的关键问题之一。

决定风扇/压气机需用稳定裕度的因素主要包括:

- (1) 预计的进气畸变强度;
- (2) 压气机抗畸变能力;
- (3) 雷诺数的影响;
- (4) 发动机的生产偏差;
- (5) 发动机的老化;
- (6) 过渡状态的工作线变化; 在保证高压比和效率的同时对较大的稳定裕度的需求大大地

收稿日期: 2004- 04- 20; 修订日期: 2004- 06- 10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(10272057); 面上项目(102772057)

作者简介: 张环(1968-), 女, 四川成都人, 南京航空航天大学能源与动力学院博士生, 主要从事叶轮机气动热力学研究。

增大了风扇/压气机的设计难度,从而进一步促进了风扇/压气机稳定性设计理论和技术的发展。机匣处理、小展弦比和三维叶片设计等已被证明可有效地扩大风扇/压气机的稳定裕度,增强风扇/压气机的抗进气畸变的能力^[1~5]。转子叶片的叶尖间隙对于压气机叶片的气动负荷和稳定性影响很大,叶尖间隙最小化设计对于压气机气动性能和稳定性是极其重要的^[6,7]。但是,关于静子在轴流压气机气动稳定性方面所起的作用和转静子之间轴向间距对轴流压气机稳定性的影响,人们的认识还十分模糊。本文的目的是通过对低速压缩系统的理论分析和试验研究,论证静子在轴流压气机气动稳定性方面的作用,以及转静子之间轴向间距对轴流压气机气动稳定性的影响。

1 压气机气动稳定性的理论分析

假设压气机带有进口导叶,来流总压均匀,其出口导叶是轴向出气,气流经出口管道流入稳压箱,在稳压箱内静压达到均匀,如图 1 所示。再假设旋转失速是系统流动失速后发展的最后形式,其早期的线性行为可用 Moore 模型^[8]来描述。这种扰动基本上限于压气机内部,而且在以压气机转子部分转速(失速团的旋转速度)旋转的动坐标上,为定常流动。因为压气机上、下游的末端有足够远的距离,故由于耗散作用,旋转失速在两端边界上已无影响,而且末端对扰动波既不反射也不散射。



图 1 压缩系统简图

Fig. 1 Sketch of the Compression System

如此,在非定常小扰动干扰下,压气机的局部压升扰动可写为:

$$\delta \Psi_{ST} = \frac{\delta P_{ST}}{\rho V_R^2} =$$

$$\frac{dP_{ST}}{d\Phi} \delta \Phi - \lambda \frac{\partial (\delta \Phi)}{\partial \theta} - \frac{R\mu}{V_R} \frac{\partial (\delta \Phi)}{\partial t} \quad (1)$$

式中 $\Psi_{ST}(\Phi)$ 为压气机的稳态总静压升特性, θ 和 t 分别为周向角和时间坐标, Φ 为流量系数, λ 和 μ 为非定常响应系数,分别定义为:

$$\lambda = \sum_{i=1}^N (\tau_R + \tau_S)_i + \tau_{GV} \frac{V_R}{R} \quad (2)$$

$$\mu = \left[\sum_{i=1}^N (\tau_R + \tau_S)_i + \tau_{GV} \right] \frac{V_R}{R} \quad (3)$$

其中: τ_R , τ_S 和 τ_{GV} 分别为转子和静子叶片排以及进口导叶的时间滞后常数, N 为压气机级数, R 和 V_R 分别为压气机的平均半径和平均半径处的叶轮线速度。

(1) 式表示了,在非定常流动情况下,由于需要克服叶排通道内气流流动的惯性,压气机的稳态传递压力要减小。在压气机内,轴向速度(u)扰动具有以下形式:

$$\delta u = a_n V_R e^{in\theta} e^{i\omega t} e^{\alpha x} \quad (4)$$

式中: δu 是在压气机的进口截面并贯穿压气机的轴向速度扰动; n 为非零的整数; ω 为扰动量的角速度; α 为扰动量随时间的增长速率; a_n 是第 n 次谐波的无量纲振幅。引入 α 的目的是用它作为判断压气机稳定性的特征参数,在中性稳定状态其值为零。

压气机诱发的其上游流场是无旋的,线化后其总压变化必须满足 Laplace 方程。因此,与压气机内速度扰动相应,且满足 $x = -\infty$ 时扰动趋于零的边界条件的扰动分量应正比于:

$$e^{in\theta} e^{i\omega t} e^{\alpha x} e^{-|n|x/R} \quad (5)$$

式中: x 为轴向坐标,且定义压气机进口截面处 $x = 0$ 。

此外,压气机诱发的总压梯度的轴向分量为:

$$\frac{\partial P_1^*}{\partial x} = -\rho \frac{\partial u_1}{\partial t} \quad (6)$$

故有压气机进口截面处的总压(P_1^*)扰动:

$$\delta P_1^* = -(\alpha + i\omega) \rho \delta u \left| \frac{R}{n} \right| \quad (7)$$

上式中下标“1”指压气机进口截面。

压气机下游因为是微弱扰动,因此静压满足 Laplace 方程。与压气机出口速度扰动相应并满足远下游扰动为零条件的分量应正比于:

$$e^{in\theta} e^{i\omega t} e^{\alpha x} e^{-|n|x/R} \quad (8)$$

另外,根据连续性条件,有:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{\partial v}{\partial (R\theta)} \quad (9)$$

而压气机出口为轴向出气,即切向速度 $v = 0$, $\partial u / \partial x = 0$,亦即压气机出口的静压梯度必须满足:

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial x} &= -\rho \frac{\partial u}{\partial t} - \rho u \frac{\partial u}{\partial x} - \\ \rho v \frac{\partial u}{\partial y} &= -\rho \frac{\partial u}{\partial t} \end{aligned} \quad (10)$$

由方程(4)、(8)与(10)可得压气机出口的静压扰动为:

$$\delta P = \left[\frac{R}{n} \right] \rho (\alpha + i \omega) \delta u \tag{11}$$

从方程(11)与(7)之差即得到方程(1)中的 δP_{ST} , 以及:

$$\frac{\delta u}{V_R} \left[\frac{2R}{n} \frac{\alpha + i \omega}{V_R} \right] = \left[\frac{d\Psi_{ST}}{d\Phi} - in\lambda - \frac{R\mu}{V_R} (\alpha + i \omega) \right] \delta \Phi \tag{12}$$

或

$$\left[\frac{R}{n} \frac{\alpha}{V_R} (2 + \mu |n|) - \frac{d\Psi_{ST}}{d\Phi} \right] + i \left[\frac{R}{n} \frac{\omega}{V_R} (2 + \mu |n|) + n\lambda \right] = 0 \tag{13}$$

根据(13)式可得:

$$\frac{\alpha}{V_R} = \frac{|n|}{R(2 + \mu |n|)} \frac{d\Psi_{ST}}{d\Phi} \tag{14}$$

上式表明扰动速度幅值随时间的增长率 α 的正负由工作点处压气机压升系数斜率 $d\Psi_{ST}/d\Phi$ 的正负确定。在压气机压升系数特性的右半支(图2) $d\Psi_{ST}/d\Phi < 0$, 此时 $\alpha < 0$, 由(4)式可知扰动速度 δu 随时间变化逐渐衰减, 压气机的工作状态是稳定的; 反之, 在压气机压升系数特性的左半支 $d\Psi_{ST}/d\Phi > 0$, 此时 $\alpha > 0$, 扰动速度 δu 随时间不断增长, 压气机的工作状态是不稳定的。因此, 压气机失速的临界条件是扰动的振幅不随时间变化,

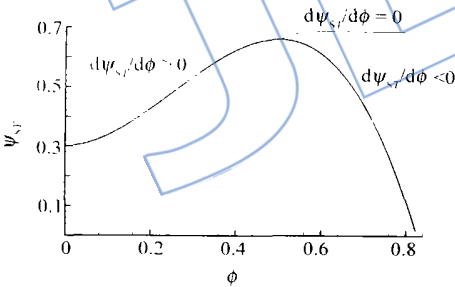


图2 压气机的轴对称特性

Fig.2 Compressor Axisymmetric Characteristic

亦即扰动速度幅值随时间的增长率 $\alpha = 0$, 根据此条件由(14)式得到:

$$\frac{d\Psi_{ST}}{d\Phi} = 0 \tag{15}$$

该条件已为许多研究所证实, 并成为判断压气机气动稳定性的经典理论之一。

2 静子对压气机气动稳定性影响

2.1 静子的压升系数特性分析

出口的速度矢量。为了简化分析过程并与上述理论模型相一致, 仍然假设该叶栅流动为低速不可压缩流动。根据不可压缩流动的性质可以推导出气流流过静子叶排的总静压升系数为:

$$(\Psi_{ST})_s = \frac{P_2 - P_1^*}{\rho V_R^2} = \frac{P_1^*}{\rho V_R^2} (\sigma_s -) - \frac{1}{2s \sin^2(\alpha_s)} \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \Phi^2 \tag{16}$$

上式中 σ_s 为静子叶片排的总压恢复系数, A_1 和 A_2 分别为叶片排进出口的截面面积, P_1^* 和 P_2 分别为叶片排进出口的总压和静压。

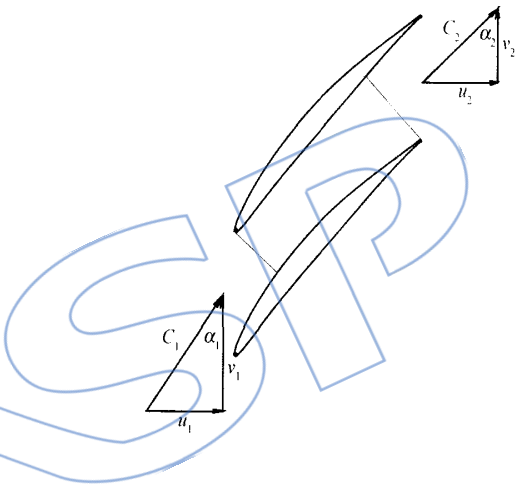


图3 静子叶片通道

Fig.3 Stator channel

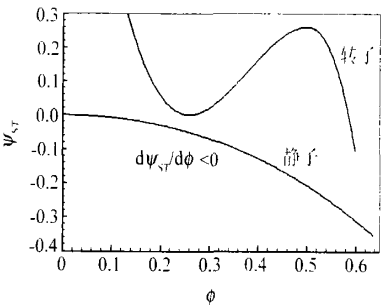


图4 静子叶片排的压升系数特性

Fig.4 Stator pressure rise characteristic

分析静子叶片排对轴流压气机气动稳定性的影响时, 假设静子叶片排没有首先发生气流分离是合理的, 此时可以进一步假设 σ_s 和 α_s 也近似保持为常数(考虑 σ_s 和 α_s 的变化, 并不影响静子总静压升系数的变化趋势)。在上述近似条件下, 静子叶片排的总静压升系数随流量系数的变化曲线如图4所示, 在整个流量范围内静子总静压升特性的斜率均为负值, $(d\Psi_{ST}/d\Phi)_s < 0$ 。根据上述理

论分析结果, 对于轴流压气机, 在静子没有首先失速的情况下, 静子的作用应当是起着阻碍扰动发展、增强气动稳定性的作用的。

2.2 低速试验验证

为了验证上述理论分析的结果, 在南京航空航天大学单级低速轴流压气机试验器上开展了转静子轴向间距变化对压气机失速点流量影响的研究。通过改变静子叶片排的安装位置, 获得了转静子叶排轴向间距 (L) 分别为 21%, 42.8%, 53.5%, 75% 和 85.7% 转子叶片弦长 (B_R) 的 5 组结果, 有关实验设备和测量仪器的详细描述请见文献[9]。

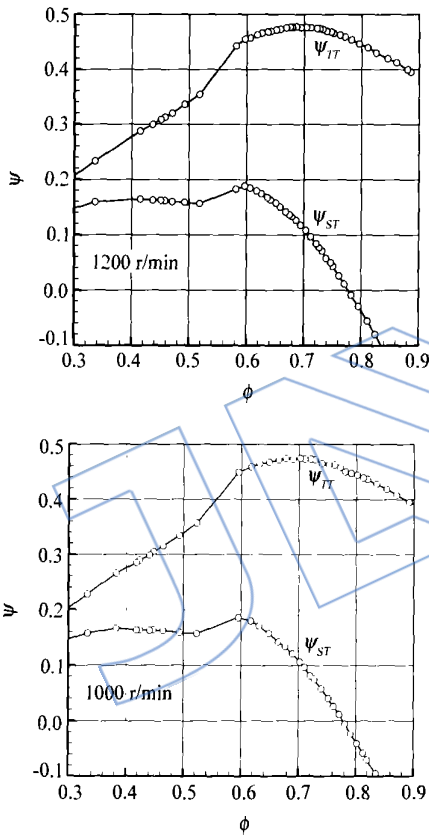


图 5 实验压气机的总静压特性 ψ_{ST} 和总总压升特性 ψ_{TT}

Fig. 5 Test characteristics of static to total and total to total pressure rise coefficient

图 5 给出了轴向间距为 21%, 转速分别为 1 200 r/min 和 1 000 r/min 的总静压升特性和总总压升特性。由图中结果可以看出, 两个转速的失速点均位于总静压升系数斜率接近零的流量处, 而此时总总压升特性的斜率已明显大于零。所以应当注意, 上述理论分析得到的失速发生在特性线斜率为零处, 特指的是总静压升系数特性, 而不

能推广应用于总总压升系数, 或者总压比特性线。

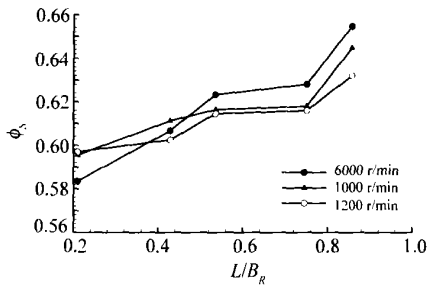


图 6 不同转速下轴向间距对失速点流量的影响

Fig. 6 Effect of axial spacing on stalling flow coefficient

图 6 给出了轴向间距变化对该单级压气机失速点流量系数的影响。图中 600 r/min, 1 000 r/min, 1 200 r/min 3 个转速的实验结果均显示出, 随着转静子之间轴向间距的减小, 失速点的流量系数趋向于不断减小, 变化可达 12% 以上, 最小轴向间距时的失速点流量系数最小。这一结果验证了上述关于静子阻碍扰动发展、增强压气机气动稳定性的理论分析结果, 同时说明随着轴向间距的减小, 静子的增稳作用不断增强。

3 结 论

本文从理论分析和试验验证两个方面论述了轴流压气机中静子在气动稳定性方面的作用。理论分析表明, 当静子没有首先发生失速时, 静子的增稳作用有利于抑制压气机中扰动的发展, 增强压气机的气动稳定性; 一台单级低速轴流压气机的实验结果证实了, 随着转静子之间轴向间距的减小, 静子的作用增强, 压气机的失速流量减小。虽然本文分析所用的理论模型和试验验证均限于低速情况, 但作者认为所得结论对于实际的高速压气机设计也具有很好的指导作用。

参考文献:

[1] Prince D C Jr, Wisler D D, Hivers D E. Study of Casing Treatment Stall Margin Improvement [R]. NASA CR - 134552, 1974.

[2] Takata H, Tsukuda Y. Stall Margin Improvement by Casing Treatment - It's Mechanism and Effectiveness [J]. ASME Journal Engineering for Power, 1977, 99: 121~133.

[3] Crook A J, Greitzer E M, Tan C S, Adamczyk J J. Numerical Simulation of Compressor Endwall and Casing Treatment Flow Phenomena [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 115: 501~512.

[4] Roberts F, Plourde G A, Smakula F. Insights into Axial

Compressor Response to Distortion[R]. *AIAA Paper* 68~595.

[5] Simon J, et al. The Use of Sweep and Dihedral in Multistage Axial Flow Compressor Blading, Part I and Part II[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2002, 124: 521~541.

[6] Graf M, et al. Effect of Non-Axisymmetric Tip Clearance on Axial Compressor Performance and Stability [R]. *ASME Paper* 97- GT- 406.

[7] Spakovszky Z S, et al. Tip Clearance Actuation with Magnetic Bearings for High Speed Compressors Stall Control[R]. *ASME Paper* 2000- GT- 528.

[8] Moore F K. A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors: Part I, Part II, Part III [J]. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1984, 106: 313~336.

[9] 张燎原. 轴流压气机叶片排流场非定常频谱特性实验研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2004.

