

文章编号:1000-8055(2011)02-0255-07

旋转总压畸变对压气机稳定性影响的 三维非定常模型

屠宝锋, 胡 骏

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 基于三维非定常激盘模型, 发展了一个可用于预测压气机动态失速特性及旋转总压畸变对压气机气动稳定性影响的三维非定常计算模型, 并利用该模型计算分析了旋转总压畸变的幅值和旋转频率变化对一台双级低速轴流压气机性能和气动稳定性的影响。计算结果表明, 旋转总压畸变的幅值和旋转频率对压气机的性能、动态失速过程特性和失速边界有强烈的影响; 对应系统稳定裕度损失最大值的“危险”响应频率和旋转失速的传播频率比较接近; 旋转总压畸变不会影响压气机失速始发的位置, 始终是叶尖区域首先进入旋转失速。计算结果与现有试验数据的对比表明该模型比较可靠。

关 键 词: 压气机; 旋转总压畸变; 三维非定常; 流动稳定性; 激盘模型

中图分类号: V231

文献标识码: A

Three-dimensional unsteady model of effects of rotating inlet distortion on flow instability in compressor

TU Bao-feng, HU Jun

(College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Based on three-dimensional unsteady actuator disk model, a three-dimensional compressible unsteady model was developed to predict the stall inception and the effects of inlet distortion on performance and aerodynamic stability of compressor, and the effects of amplitude and frequency of rotating distortion on the performance and aerodynamic stability of a two-stage low-speed axial compressor were analyzed using this model. The results show that both of the distortion amplitude and rotating frequency will affect the stall boundary and stall inception strongly. The worst situation is that the rotating frequency equals to the stall cell. The rotating distortion will not affect the positions where the stall cell firstly appears, and the tip region of the compressor always comes into the stall cell firstly. The comparison of the simulation and experiment results shows that the model is reliable.

Key words: compressor; rotating total pressure distortion;
three-dimensional unsteady; flow stability; acutuator disk model

1973 年 Ludwig 等人在一台单转子压气机上研究了进口非均匀总压旋转畸变对下游压气机旋转失速边界的影响^[1], 试验结果表明进口非均匀

总压的旋转频率对下游压气机的旋转失速边界有很大影响, 而且存在一个使压气机失速边界损失达到最大的旋转频率——“危险”频率。

收稿日期: 2009-12-14; 修订日期: 2010-05-30

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(2007CB210301)

作者简介: 屠宝锋(1981—), 男, 浙江嵊州人, 博士后, 主要从事叶轮机械气动稳定性及非定常流研究。

后来, Longley 和 Peters 等^[2-3], 张靖焯^[4] 和张环等^[5] 通过试验研究的方法也得到了与 Ludwig 类似的试验结果, 其中 Peters 和张环等的研究结果还表明旋转进气畸变不会改变失速先兆的类型, 也不会影响动态失速过程的形式. 与此相反, 李传鹏^[6] 通过试验研究得到了相反的结论, 旋转进气畸变与转子同向旋转时失速边界损失反而减小.

无论失速边界损失是增大还是减小, 上述研究结论的相同点是在失速团旋转频率附近均出现了异常, 其中有些学者采用共振的理论来解释这种现象, 而有些学者则通过叶片排的动态响应时间和畸变区的作用时间来对这种现象进行解释.

虽然数值计算是研究气动稳定性的一种重要手段. 但在数值模拟旋转进气畸变影响方面研究的不是很多, 在上世纪 80 年代后期, Hynes 等人利用特征分析方法, 对此问题进行了初步的计算分析^[7]. 最近, 张环等基于 Moore-Greitzer 理论^[8-10] 发展了一个用于预测旋转进气畸变影响的二维不可压缩模型^[11]. 虽然模型简单, 计算方便, 但是无法反映压气机失稳过程中的三维物理现象. 目前国内所具备的分析旋转进气畸变影响的稳定性模型过于简单, 同时利用计算流体动力学 (CFD) 软件又存在网格数量过于巨大这样的问题, 因此, 建立三维非定常计算模型非常必要. 本文基于三维激盘理论发展了一个三维非定常气动稳定性分析模型, 可研究旋转进气畸变对压气机稳定性的影响. 计算结果与试验数据的比较表明该计算模型是比较可靠的.

1 计算模型

本文发展的计算模型的研究对象是包含压气机的压缩系统, 如图 1 所示, 其中进口管道、出口管道和多级轴流压气机认为是三维空间结构, 而集气箱、节流阀和排气管道统一处理为一维结构.

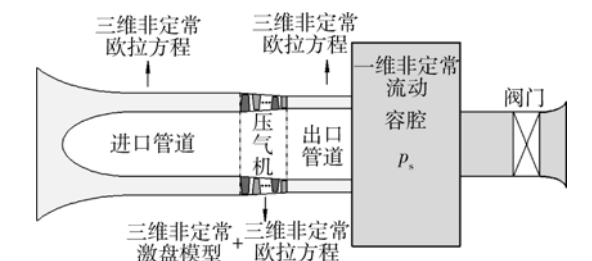


图 1 计算模型

Fig. 1 Sketch of computation model

计算模型的计算域为压气机进口管道、压气机以及压气机的出口管道, 将压气机远下游截面后的集气箱、节流阀影响模型化, 根据它们的特性处理为对集气箱内压力 p_s 的影响. 在该计算域中, 压气机各叶排分别用三维激盘模型替代, 并将流动区域分为两类: 无叶片区和有叶区. 无叶区流动认为是三维、非定常和无黏的, 且不考虑能量交换, 可以直接采用 Euler 方程计算. 有叶区需要考虑叶片对气流的影响, 包括压力增加、气流方向角改变以及通道内的流动损失.

本模型没有计算叶片区内部的流场, 而是通过给定各叶排不同叶高的总静压升特性以及进出口气流角关联的方法来表示叶片对气流的增压、改变气流方向及作用并考虑流动损失.

集气箱内的气流可以近似看成是密度、压力均匀分布, 流动等熵及非定常的. 阀门用来调节压缩系统的流量, 气流流经阀门和排气管道产生的压降采用阀门特性表示, 本文采用的阀门特性和经典的 Moore-Greitzer 模型相似, 也是采用抛物线来表征节流阀的阀门特性.

2 控制方程

为了保证计算网格能够紧贴子午流道, 数值计算采用了曲线坐标系. 在曲线坐标系 (ξ, η, ζ) 下, 三维、无黏、非定常、可压缩欧拉方程可以写成如下形式:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\mathbf{J}^{-1}\mathbf{Q}) + \left[\frac{\partial \tilde{\mathbf{F}}}{\partial \xi} + \frac{\partial \tilde{\mathbf{G}}}{\partial \eta} + \frac{\partial \tilde{\mathbf{H}}}{\partial \zeta} \right] = 0 \quad (1)$$

其中

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u_x \\ \rho u_y \\ \rho u_z \\ E \end{bmatrix}, \quad \tilde{\mathbf{F}} = \frac{1}{J} \begin{bmatrix} \rho U \\ \rho u_x U + p \xi_x \\ \rho u_y U + p \xi_y \\ \rho u_z U + p \xi_z \\ U(p + E) \end{bmatrix},$$

$$\tilde{\mathbf{G}} = \frac{1}{J} \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho u_x V + p \eta_x \\ \rho u_y V + p \eta_y \\ \rho u_z V + p \eta_z \\ V(p + E) \end{bmatrix}, \quad \tilde{\mathbf{H}} = \frac{1}{J} \begin{bmatrix} \rho W \\ \rho u_x W + p \zeta_x \\ \rho u_y W + p \zeta_y \\ \rho u_z W + p \zeta_z \\ W(p + E) \end{bmatrix}$$

$$E = \frac{p}{(\kappa - 1)} + \frac{1}{2} \rho (u_x^2 + u_y^2 + u_z^2)$$

$$U = \xi_x u_x + \xi_y u_y + \xi_z u_z,$$

$$V = \eta_x u_x + \eta_y u_y + \eta_z u_z,$$

$$W = \zeta_x u_x + \zeta_y u_y + \zeta_z u_z$$

$$\mathbf{J} = \begin{vmatrix} \xi_x & \xi_y & \xi_z \\ \eta_x & \eta_y & \eta_z \\ \zeta_x & \zeta_y & \zeta_z \end{vmatrix} = \begin{bmatrix} \xi_x & \xi_y & \xi_z \\ \eta_x & \eta_y & \eta_z \\ \zeta_x & \zeta_y & \zeta_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_\eta z_\zeta - y_\zeta z_\eta & z_\eta x_\zeta - z_\zeta x_\eta & x_\eta y_\zeta - x_\zeta y_\eta \\ y_\zeta z_\xi - y_\xi z_\zeta & z_\zeta x_\xi - z_\xi x_\zeta & x_\zeta y_\xi - x_\xi y_\zeta \\ y_\xi z_\eta - y_\eta z_\xi & z_\xi x_\eta - z_\eta x_\xi & x_\xi y_\eta - x_\eta y_\xi \end{bmatrix}$$

$\mathbf{U}, \mathbf{V}, \mathbf{W}$ 是曲线坐标系下的三个速度矢量或者称为逆变速度矢量, $\mathbf{J}$ 是雅克比矩阵的行列式, κ 为气体的等熵指数。

激盘理论中将压气机每一个叶片排处理为三维激盘, 激盘内部的流场即通道内流场不参与求解过程, 因此气流流过叶片排时, 叶排两侧边界上的气流参数是间断的, 边界上瞬时数据的传递需要通过三维、非定常的激盘方程和相容方程来完成。

转子激盘方程和静子激盘方程各有 5 个物理方程(公式(2)~(6)) 和 5 个特征相容方程(公式(7)~(11)), 因此各叶排进出口总共有 10 个方程, 通过对这些方程求解就可获得各叶排进出口的 10 个气动参数。

$$\frac{\partial \rho_1}{\partial t} + \frac{\partial \rho_2}{\partial t} = \frac{2(A_1 \rho_1 \omega_{z1} - A_2 \rho_2 \omega_{z2})}{V_r} \quad (2)$$

$$\frac{(\omega_z \rho I A)_1 - (\omega_z \rho I A)_2}{V_r/2} = \left[\frac{1}{\kappa - 1} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\rho}{2} \frac{\partial \omega^2}{\partial t} + \frac{\omega^2 - U_r^2}{2} \frac{\partial \rho}{\partial t} \right]_1 + \left[\frac{1}{\kappa - 1} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\rho}{2} \frac{\partial \omega^2}{\partial t} + \frac{\omega^2 - U_r^2}{2} \frac{\partial \rho}{\partial t} \right]_2 \quad (3)$$

$$\frac{\partial u_{z1}}{\partial t} = \left[\psi_{c,r}(\phi, r) - \frac{2(p_2 - p_1^*)}{\rho_0 U_m^2} \right] \cdot U_r \cdot \alpha_r - \lambda_r \cdot U_m \frac{\partial u_{z1}}{r \partial \theta} \quad (4)$$

$$u_{r2} = u_{z2} \tan \gamma_2 \quad (5)$$

$$u_{\theta 2} = u_{z2} \tan \alpha_2 \quad (6)$$

$$\frac{\partial p_1}{\partial t} + u_\xi \frac{\partial p_1}{\partial \xi} + u_\eta \frac{\partial p_1}{\partial \eta} + u_\zeta \frac{\partial p_1}{\partial \zeta} - a_1^2 \left(\frac{\partial \rho_1}{\partial t} + u_\xi \frac{\partial \rho_1}{\partial \xi} + u_\eta \frac{\partial \rho_1}{\partial \eta} + u_\zeta \frac{\partial \rho_1}{\partial \zeta} \right) = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial u_{r1}}{\partial t} = - \left[u_\xi \frac{\partial u_x}{\partial \xi} + u_\eta \frac{\partial u_x}{\partial \eta} + u_\zeta \frac{\partial u_x}{\partial \zeta} \right]_1 - \frac{1}{\rho_1} \left[\xi_x \frac{\partial p}{\partial \xi} + \eta_x \frac{\partial p}{\partial \eta} + \zeta_x \frac{\partial p}{\partial \zeta} \right]_1 \quad (8)$$

$$\frac{\partial u_{v1}}{\partial t} = \left[u_\xi \frac{\partial u_y}{\partial \xi} + u_\eta \frac{\partial u_y}{\partial \eta} + u_\zeta \frac{\partial u_y}{\partial \zeta} \right]_1 + \frac{1}{\rho_1} \left[\xi_y \frac{\partial p}{\partial \xi} + \eta_y \frac{\partial p}{\partial \eta} + \zeta_y \frac{\partial p}{\partial \zeta} \right]_1 \quad (9)$$

$$\frac{\partial p_1}{\partial t} - \rho_1 a_1 \frac{\partial u_{z1}}{\partial t} = \rho_1 a_1 \left[u_\xi \frac{\partial u_z}{\partial \xi} + u_\eta \frac{\partial u_z}{\partial \eta} + u_\zeta \frac{\partial u_z}{\partial \zeta} \right]_1 + a_1 \left[\xi_z \frac{\partial p}{\partial \xi} + \eta_z \frac{\partial p}{\partial \eta} + \zeta_z \frac{\partial p}{\partial \zeta} \right]_1 - \rho_1 a_1^2 \left[\xi_x \frac{\partial u_x}{\partial \xi} + \eta_x \frac{\partial u_x}{\partial \eta} + \zeta_x \frac{\partial u_x}{\partial \zeta} \right]_1 - \rho_1 a_1^2 \left[\xi_y \frac{\partial u_y}{\partial \xi} + \eta_y \frac{\partial u_y}{\partial \eta} + \zeta_y \frac{\partial u_y}{\partial \zeta} \right]_1 - \rho_1 a_1^2 \left[\xi_z \frac{\partial u_z}{\partial \xi} + \eta_z \frac{\partial u_z}{\partial \eta} + \zeta_z \frac{\partial u_z}{\partial \zeta} \right]_1 - \left[u_\xi \frac{\partial p}{\partial \xi} + u_\eta \frac{\partial p}{\partial \eta} + u_\zeta \frac{\partial p}{\partial \zeta} \right]_1 \quad (10)$$

$$\frac{\partial p_2}{\partial t} - \rho_2 a_2 \frac{\partial u_{z2}}{\partial t} = - \rho_2 a_2 \left[u_\xi \frac{\partial u_z}{\partial \xi} + u_\eta \frac{\partial u_z}{\partial \eta} + u_\zeta \frac{\partial u_z}{\partial \zeta} \right]_2 - a_2 \left[\xi_z \frac{\partial p}{\partial \xi} + \eta_z \frac{\partial p}{\partial \eta} + \zeta_z \frac{\partial p}{\partial \zeta} \right]_2 - \rho_2 a_2^2 \left[\xi_x \frac{\partial u_x}{\partial \xi} + \eta_x \frac{\partial u_x}{\partial \eta} + \zeta_x \frac{\partial u_x}{\partial \zeta} \right]_2 - \rho_2 a_2^2 \left[\xi_y \frac{\partial u_y}{\partial \xi} + \eta_y \frac{\partial u_y}{\partial \eta} + \zeta_y \frac{\partial u_y}{\partial \zeta} \right]_2 - \rho_2 a_2^2 \left[\xi_z \frac{\partial u_z}{\partial \xi} + \eta_z \frac{\partial u_z}{\partial \eta} + \zeta_z \frac{\partial u_z}{\partial \zeta} \right]_2 - \left[u_\xi \frac{\partial p}{\partial \xi} + u_\eta \frac{\partial p}{\partial \eta} + u_\zeta \frac{\partial p}{\partial \zeta} \right]_2 \quad (11)$$

公式(2)~公式(11)中的下标“1”和“2”分别表示转子激盘的进口和出口; 公式(4)中的 $\psi_{c,r}(\phi, r)$ 是转子叶排当地轴对称总静压升特性, 是半径 r 和当地流量系数 ϕ 的函数; ρ_0 是压气机远上游的滞止密度; U_m 为叶排进口中径处的牵连速度; α_r 为转子叶片通道非定常响应的时滞常数倒数的倒数; λ_r 为压气机转子周向不均匀度参数, 用以描述周向不均匀在转子和静子中平衡的影响, 该值大小会影响失速团的旋转频率^[7]; γ_2 是转子出口径向绝对气流角; α_2 是转子出口周向绝对气流角。

3 计算方法

试验采用的旋转进气总压畸变由无级可调的 90°扇形扰流网产生, 畸变的幅值(总压亏损值)和形状随着流量系数和转速的改变而改变, 在计算中给定和试验相同的进口边界不容易实现。本文

研究的侧重点是总压畸变的幅值和频率对气动稳定性的影响,因此本文采用正弦波形式的总压分布来模拟进气总压畸变,进口截面的周向总压分布形式用下式表示:

$$\frac{p_0^* - p_a^*}{p_a^*} = A \cdot [1 - \sin(\theta - \omega_d t)] \quad (12)$$

其中 p_0^* 表示周向各点的总压, p_a^* 表示周向平均总压, θ 表示各个网格点对应的周向角度, ω_d 表示畸变区的周向旋转角速度, A 表征了总压畸变幅值的大小. 通过改变 A 和 ω_d 的大小就可改变畸变区的幅值和旋转频率,为便于分析,使用相对旋转角速度 $\tilde{\omega}$ 来表示畸变区的旋转速度

$$\tilde{\omega} = \frac{\omega_d}{\omega_r} = \frac{n_d}{n_r} \quad (13)$$

其中 n_d 和 n_r 分别是畸变区和转子的旋转速度,单位是 r/min .

双级低速轴流压气机的轴对称总静压升特性如图2和图3所示,峰值点流量系数等于0.6.

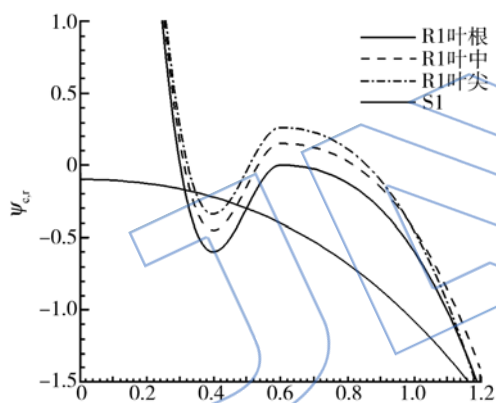


图2 第一级转子和静子轴对称总静压升特性

Fig. 2 Axisymmetric characteristic of the first stage

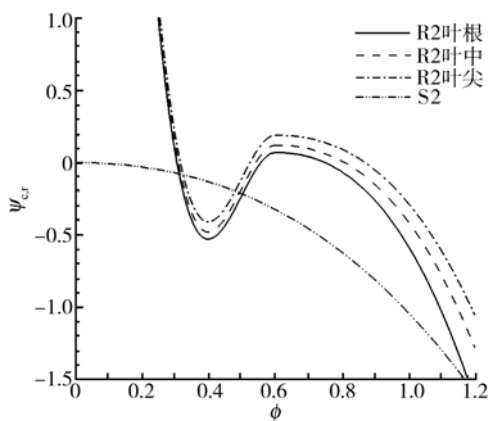


图3 压气机第二级转子和静子轴对称总静压升特性

Fig. 3 Axisymmetric characteristic of the second stage

各叶排进出口气流角(转子为相对气流角,静子为绝对气流角)的关联曲线是用基于基元叶栅法求解压气机特性的 Comp11a 程序计算获得,由于计算结果只有右支部分的气流角关联参数,因此假设左支工作点的出口气流角和右支峰值点相等,即认为压气机失速后落后角保持不变且与失速边界点相同. 各级转静子根、中、尖三个截面的进出口气流角关联曲线如图4和图5所示.

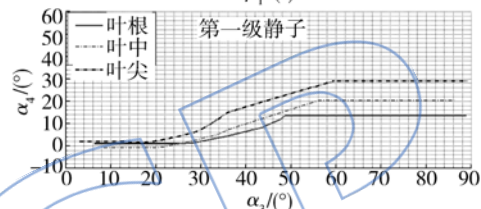
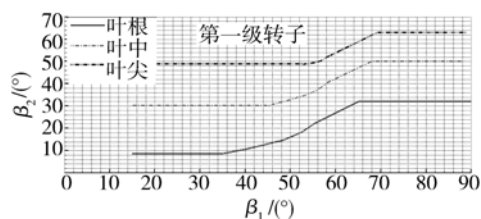


图4 第一级转子和静子进出口气流角关联曲线

Fig. 4 Correlation of flow angles of the first stage

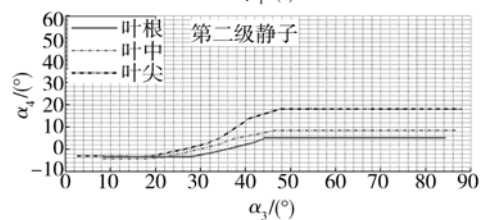
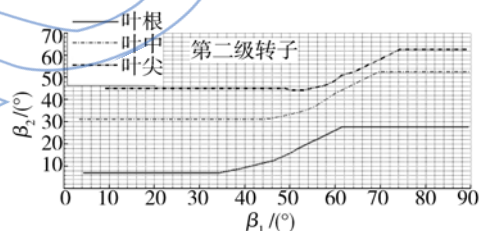


图5 第二级转子和静子进出口气流角关联曲线

Fig. 5 Correlation of flow angles of the second stage

4 试验结果

文献[5]研究了旋转进气总压畸变对双级低速轴流压气机的影响,试验结果表明当 $\tilde{\omega} = 0.3 \sim 0.6$ 之间时,失速边界损失比较严重,如图6所示.

失速团完全发展后的旋转速度约等于42%转子转速,试验结果和 Ludwig 等人略有区别,不仅仅在旋转畸变网转速和失速团旋转速度相同时失速边界损失最大,而是在一定的相对转速范围内均有较大的失速边界损失.

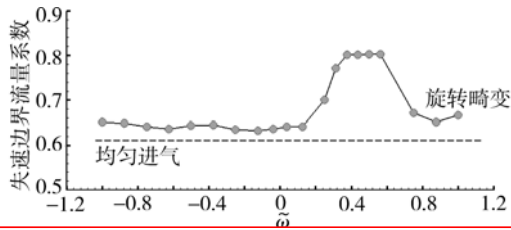


图6 旋转畸变对失速边界流量系数影响的试验结果
Fig. 6 Effect of rotating distortion on stall boundary in experiment

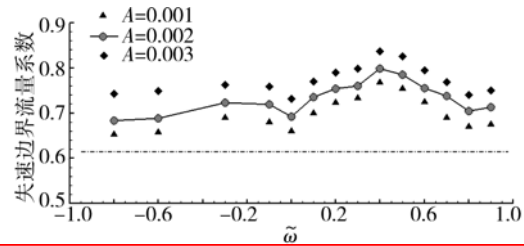


图7 旋转畸变对失速边界流量系数影响的计算结果
Fig. 7 Effect of rotating distortion on stall boundary in computation

5 计算结果及分析

压气机转速设定为 1174 r/min, 进口给定总压 101325 Pa, 总温 288.16 K, 轴向进气。

计算分析了畸变区相对转速和压气机失速边界流量系数的关系, 结果如图 7 所示。计算表明当畸变区相对转速接近 0.44 时失速边界流量系数最大, 畸变区转动方向为正时对失速边界点的影响要远大于畸变区方向为负时的情况, 畸变区幅值越大失速边界流量系数越小, 但畸变区相对转速对失速边界影响的趋势大致相同。计算所得结果和国内外科研人员的结果类似, 与试验结果也比较符合。

在压气机进口平均流量系数相等时, 由于扰动相对转速不同, 轴向密流的脉动幅值有很大差别。如图 8 所示, 当 $\tilde{\omega} = 0.5$ 时, 压气机进口截面叶尖区域的轴向密流脉动幅值达到了 $13.2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 而 $\tilde{\omega} = 0.7$ 时只有 $5.6 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。扰动脉动幅值的增加相当于增加了压气机进口的畸

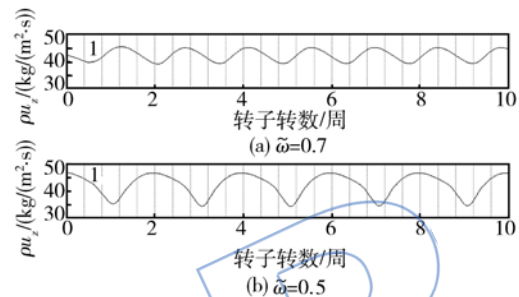


图8 $\phi = 0.787$ 时压气机进口尖部轴向密流动态变化
Fig. 8 Axial density velocity of inlet plane at $\phi = 0.787$

变指数, 越容易使压气机提前失速。扰动和失速团频率越接近, 低压区停留在初始失速团的时间越长, 扰动形成的畸变指数越大, 因此越容易促使失速团发展, 使压气机提前失速。

根据文献[12]可知, 压气机在均匀进气条件下的失速始发位置是叶尖区域。图 9 和图 10 分别给出了 $\tilde{\omega} = 0$ 和 0.4 时的动态失速过程。

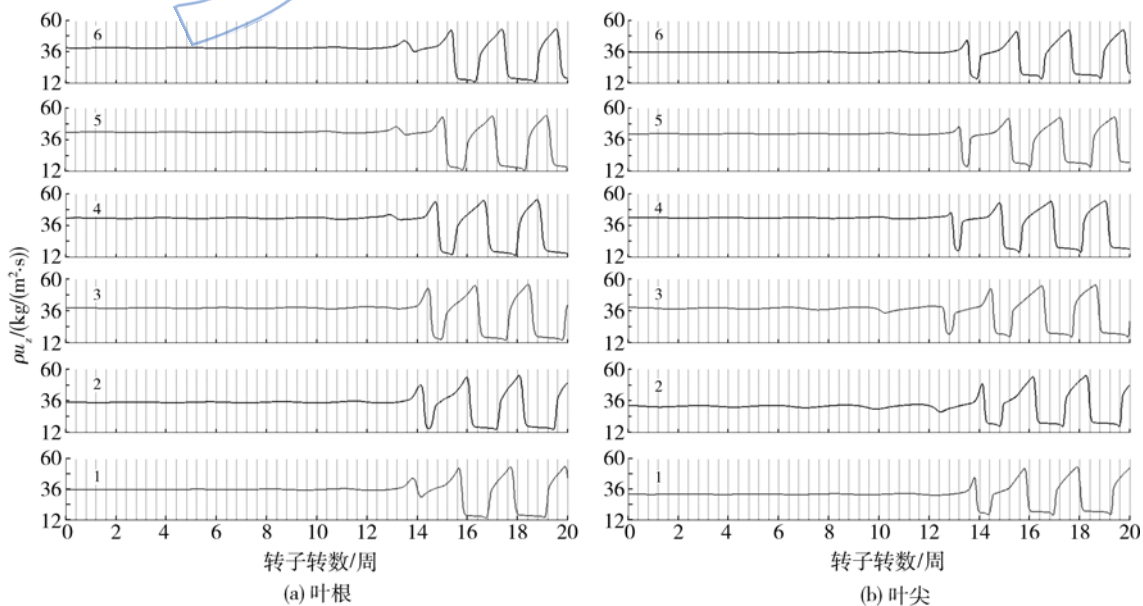


图9 $\tilde{\omega} = 0$ 时动态失速过程中周向 6 点轴向密流变化

Fig. 9 Axial density velocity at 6 circumferential positions during rotating stall at $\tilde{\omega} = 0$

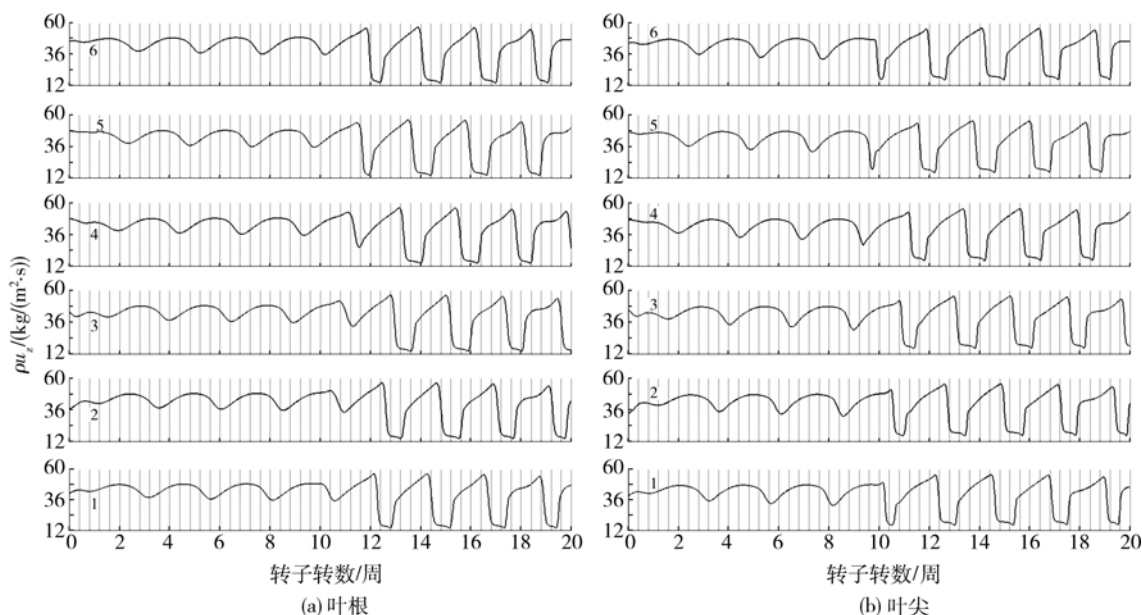


图10 $\tilde{\omega}=0.4$ 时动态失速过程中周向6点轴向密流变化

Fig. 10 Axial density velocity at 6 circumferential positions during rotating stall at $\tilde{\omega}=0.4$

$\tilde{\omega}=0$ 的计算结果表明,失速前有幅值较小的模态波扰动,其周向传播速度大约为35%转子转速。模态波扰动首先在叶尖诱发旋转失速,刚开始失速团周向范围比较小,失速团的转速约等于47%转子转速,失速团前缘转速大于后缘转速,失速团周向范围逐渐增大,同时失速团由叶尖区域向叶根扩展,最终形成全叶高失速。

$\tilde{\omega}=0.4$ 时失速团始发的位置和 $\tilde{\omega}=0$ 时相同,仍然是叶尖首先出现失速团。

6 结 论

基于三维非定常激盘模型,发展了一个可用于预测压气机动态失速特性及旋转总压畸变对压气机气动稳定性影响的三维非定常计算模型,并利用该模型计算分析了旋转总压畸变的幅值和旋转频率变化对一台双级低速轴流压气机性能和气动稳定性的影响,计算结果表明该计算模型可以有效地用于分析旋转进气总压畸变对压气机气动稳定性的影响。通过本文研究,主要得到了以下两点结论:

1) 扰动对压气机失速边界影响大小与频率有关的主要原因是随着扰动频率接近“危险”频率,在相同平均流量系数下,进口的扰动幅值有所增加,造成进气畸变指数加大。扰动和失速团频率越接近,低压区停留在初始失速团的时间越长,越容易促使失速团发展,使压气机提前失速。

2) 旋转进气总压畸变不会改变压气机失速始发位置。

参考文献:

- [1] Ludwig G R, Nenni J P, Arendt R H. Investigation of rotating stall in axial compressors and the development of a prototype stall control system[R]. Technical Report, US-AF-TR-73-45, 1973.
- [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(2): 181-188.
- [3] Peters T, Bürgener T, Fottner L. Effects of rotating inlet distortion on a 5-stage HP-compressor[R]. ASME Paper 2001-GT-0300, 2001.
- [4] 张靖焯. 畸变条件下轴流压气机叶顶间隙流对流动失稳影响的非定常机制[D]. 北京:中国科学院研究生院, 2007.
ZHANG Jingxuan. The unsteady mechanism and the role of tip clearance flow in distortion induced instability in an axial compressor[D]. Beijing: Graduate School of the Chinese Academy of Sciences, 2007. (in Chinese)
- [5] 张环, 胡骏, 屠宝锋, 等. 旋转进气畸变对压气机气动稳定性及失速起始特性的影响[J]. 航空动力学报, 2008, 23(11): 2095-2100.
ZHANG Huan, HU Jun, TU Baofeng, et al. Effects of rotating inlet distortion on aerodynamic stability and stall inception of axial-flow compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(11): 2095-2100. (in Chinese)
- [6] 李传鹏. 进气畸变增强压气机稳定性机理研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2005.
LI Chuanpeng. Research on mechanism of inlet distortion

- improving compressor stability[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2005. (in Chinese)
- [7] Hynes T P, Chue R, Greitzer E M, et al. Calculations of inlet distortion induced compressor flow field instability[R]. AGARD CP-400, 1987.
- [8] Moore F K, Greitzer E M. A theory of post stall transients in axial compression systems: Part I — Development of equations[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1986, 108(1): 68-76.
- [9] Greitzer E M, Moore F K. A theory of post stall transients in axial compression systems: Part II — Application[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1986, 108(1): 231-239.
- [10] Moore F K. A theory of rotating stall of multistage axial compressors: Part I — Small disturbances[R]. ASME Paper 83-GT-44, 1983.
- [11] 张环, 胡骏, 刘大响, 等. 旋转总压畸变对压气机稳定性影响的二维不可压缩模型[J]. 航空动力学报, 2009, 24(8): 1773-1784.
- ZHANG Huan, HU Jun, LIU Daxiang, et al. Two-dimensional incompressible model of effects of rotating inlet distortion on flow instability in compression systems[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(8): 1773-1784. (in Chinese)
- [12] 屠宝锋, 胡骏, 赵勇. 轴流压气机动态失速过程三维计算方法研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(7): 1616-1621.
- TU Baofeng, HU Jun, ZHAO Yong. Three-dimensional numerical research on stall inception in axial compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(7): 1616-1621. (in Chinese)