

文章编号: 1000-8055(2009)08-1773-12

旋转总压畸变对压气机稳定性影响的 二维不可压缩模型

张 环, 胡 骏, 刘大响, 屠宝锋, 王志强
(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 以 Moore Greitzer 模型为基础, 发展了一个预测轴流压缩系统动态失速特性及进气非均匀性影响的二维不可压缩理论模型, 并利用该模型计算分析了进气总压畸变的幅值和旋转频率对下游压气机稳定性的影响. 计算结果表明: 进气总压畸变的幅值和旋转频率对压缩系统的动态失速特性和稳定性都有强烈的影响, 旋转频率对旋转失速边界和喘振边界的影响类似. 但是, 对应系统稳定裕度损失最大值的“危险”响应频率强烈地依赖于其旋转失速的传播频率.

关 键 词: 压缩系统; 稳定性; 旋转失速; 喘振; 旋转总压畸变; 危险频率

中图分类号: V231

文献标识码: A

Two-dimensional incompressible model of effects of rotating inlet distortion on flow instability in compression systems

ZHANG Huan, HU Jun, LIU Da xiang, TU Bao-feng, WANG Zhi-qiang
(College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Based on Moore Greitzer model, a two-dimensional incompressible model was developed to predict the post stall transient and effects of nonuniform inlet flow on flow stability of compression systems, and calculations were presented in detail to predict the post stall transient behavior and the onset of flow instabilities in axial compression systems with rotating inlet total pressure distortion. It's found that both the inlet distortion amplitude and rotating frequency have a strong effect on the stability and post stall transient behavior, and the rotating frequency has the same strong influence on the onset of surge as the influence on the onset of rotating stall. But the resonant response frequency strongly depends on the frequency at which the stall cell rotates.

Key words: compression system; stability; rotating stall; surge;
rotating total pressure distortion; dangerous frequency

无论是民用还是军用飞机目前广泛采用的是双轴或多轴结构的涡轮风扇或涡轮喷气发动机, 对于这种结构的航空发动机, 存在的一个主要问题就是高、低压压气机之间的相互影响, 尤其是对各自稳定边界或喘振裕度的影响.

目前我国航空发动机研制过程中存在的一个突出的问题就是高低压压气机在发动机中共同工作时的喘振裕度不够, 而其在各自的部件实验中均具有足够的喘振裕度. 该问题存在的重要原因之一正是高低压压气机在发动机中共同工作时,

收稿日期: 2008-08-07; 修订日期: 2008-09-23

基金项目: 国家 973 项目(2007CB210301)

作者简介: 张环(1968-), 女, 四川成都人, 博士生, 主要从事叶轮机气动力学研究.

除了工作参数的改变对其稳定边界有影响外,它们之间存在强烈的相互影响.

虽然这是存在于双轴或多轴航空发动机研制和使用中的一个重要问题,但是由于该问题的复杂性,至今尚未形成完善的理论和有效的分析方法,而且无论是在理论分析还是实验研究方面都仅做了很少的工作.除上世纪 80 年代中期, Schäffler 和 Miatt 对三轴结构的 RB-199 发动机的高压压气机的相互影响问题进行了初步的实验和理论研究之外^[1-2], 上世纪 70 年代 Ludwig 等人在一台单转子实验压气机上实验研究了进口非均匀总压的旋转波动对下游压气机旋转失速边界的影响^[3]. 他们的实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,而且存在一个使下游压气机旋转失速边界损失达到最大的进口非均匀总压的旋转频率——“危险”频率.

上世纪 90 年代中期,美国的通用电气(GE)公司、麻省理工学院(MIT)和英国的剑桥大学在 4 台多级低速轴流压气机上联合开展了相关的研究^[4],并得到了与 Ludwig 等人相同的实验结果.在数学模拟方面,仅在上世纪 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^[5].

本论文基于 Moore-Greitzer 理论,建立了可计算进气畸变下动态失速过程的数学模型,利用直接从数值解方面建立的数学模型,通过分析压缩系统的动态失速过程,就旋转总压畸变对下游压气机气动稳定性的影响进行系统、深入的理论分析和研究,并利用南京航空航天大学双级低速轴流压气机实验器实验测量获得的结果,验证所建立理论模型和计算方法的正确性.

1 理论模型

本模型将复杂的实际压缩系统抽象为图 1 所示的简化压缩系统.该系统由进气畸变发生器、上游平直管道、带进口导向器的 N 级轴流压气机、下游平直管道、下游集气箱,以及排气管道和排气阀门组成.图 1 同时给出了本模型采用的进气畸变发生器出口(I)、压气机进口(0)、压气机出口(E)和排气阀门进口(T)处的轴向速度系数分布形式.在本模型中,轴向速度系数 ϕ 被分解为周向平均轴向速度系数 $\bar{\phi}$, 进气非均匀轴向速度系数 ε , 以及扰动速度系数 g . 如在进气畸变发生器的出口或上游管道的进口(I)截面,由于进气畸变发

生器的存在以及上游管道足够长的假设,轴向速度系数可分解为

$$\phi(\theta, \xi) = \bar{\phi}(\xi) + \varepsilon(\theta, \xi)$$

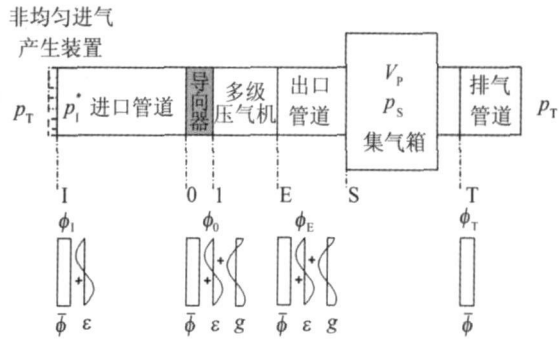


图 1 压缩系统简图及标注
Fig.1 Sketch of compressor system

在二维不可压缩流动的假设下,基于 Moore-Greitzer 理论^[6-7],可导出自上游管道进口(I)至下游管道出口(S)的动态压升方程

$$\begin{aligned} \psi(\theta, \xi) = & \psi_c(\phi_0) - lc \frac{d\bar{\phi}}{d\xi} - m \left(\frac{\partial \sigma}{\partial \xi} \right)_{\eta=0} - \\ & \frac{1}{2\alpha} \left[2 \frac{\partial^2 \sigma}{\partial \eta \partial \xi} + \gamma \frac{\partial^2 \sigma}{\partial \eta \partial \theta} \right]_{\eta=0} - \frac{1}{2} (1 - K_G) \left(\frac{\partial \sigma}{\partial \theta} \right)_{\eta=0}^2 - \\ & lc \frac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} - \left[\left(\frac{\partial \sigma}{\partial \theta} \right)_{\eta=0} + \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \right] \end{aligned} \quad (1)$$

其中 $\psi(\theta, \xi) = (p_s - p_i^*) / \rho U^2$ 而 ψ_c 为压气机准稳态轴对称总静压升系数; ρ , p_s 和 p_i^* 分别为气流密度、压气机下游管道出口或后集气箱内的气流静压和压气机上游管道进口或畸变发生器出口的气流总压; U 为压气机转子平均半径处的线速度; lc , m 和 K_G 分别为压气机的气动特征长度、下游管道特征参数和进口导向器流动损失参数; $(1/\alpha)$ 和 γ 分别为无因次级平均时间滞后常数以及转子叶排时间滞后常数与级平均值的比值; η , θ 和 ξ 分别为无因次的轴向、周向和时间坐标; 上标* 表示总参数.

在方程(1)中, σ 是由压气机内部流动引起的上游管道内的扰动速度势. 由于在上游管道内的扰动速度分量可假设为无旋的^[6], 因而扰动速度势 σ 满足 Laplace 方程

$$\frac{\partial^2 \sigma}{\partial \eta^2} + \frac{\partial^2 \sigma}{\partial \theta^2} = 0 \quad (2)$$

而且有 $(\partial \sigma / \partial \eta)_{\eta=0} = g$; $(\partial \sigma / \partial \theta)_{\eta=0} = h$ (3)

式中 h 为压气机进口的切向扰动速度系数.

为了求解方程(1), 通常必须联立求解上游管

道内的扰动速度场, 即方程(2). 这将大大增加理论分析的难度. 尤其是人们不希望由于数值求解方法的困难或局限性而限制理论模型的应用范围. 因此, 有必要对方程(1)进行合理的简化, 减小数值计算的复杂性, 突出理论模型对实际物理过程的反映.

有关方程(1)的简化, Moore 在研究单纯的旋转失速问题时首先采用了 $(\partial h/\partial \theta) = -g$ 的简化假设^[8]. 随后, 在文献[6]中, Moore 和 Greitzer 又用该假设对类似的问题进行了简化处理. 众所周知, 扰动速度势有满足方程(2)的 Fourier 级数解

$$\alpha(\eta, \theta, \xi) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} e^{in\eta} [a_n(\xi) \sin n\theta + b_n(\xi) \cos n\theta]; \quad \eta \leq 0 \tag{4}$$

如果作为近似, 只取方程(4)中的一阶项

$$\alpha(\eta, \theta, \xi) = e^{\eta} [a_1(\xi) \sin \theta + b_1(\xi) \cos \theta]; \quad \eta \leq 0 \tag{5}$$

则根据 g 和 h 的定义, 利用式(5)不难得到上述简化假设

$$\partial h/\partial \theta = -g \tag{6}$$

利用该简化假设, Moore 和 Greitzer 获得了用压气机进口扰动速度势 $\psi(\eta, \xi)$ 描述的三阶非线性动态压升方程^[6], 但简化方程(6)在理论上只适用于旋转扰动波(或速度的周向分布)为一阶谐波的失速.

显然, 利用比方程(6)更为一般的简化假设, 使所建立的理论模型具有更广泛的应用范围是很有意义的. 利用方程(3)可将方程(1)改写为

$$\begin{aligned} \psi(\theta, \xi) = & \psi_c(\phi_0) - l_c \frac{d\bar{\phi}}{d\xi} - m \left[\frac{\partial \sigma}{\partial \xi} \right]_{\eta=0} - \\ & \frac{1}{2} (1 - K_c) h^2 - \frac{1}{2\alpha} \left[2 \frac{\partial g}{\partial \xi} + \gamma \frac{\partial g}{\partial \theta} \right] - \\ & l_c \frac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} - \left[h + \frac{\gamma}{2\alpha} \right] \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \end{aligned} \tag{7}$$

为了简化该方程, 希望将 σ 和 h 用 g 来描述.

σ 的 Fourier 级数解表明, 在上游管道内由压气机进口向上游方向, σ 的各阶分量沿轴向均按指数律衰减, 而且衰减速率正比于其谐波数 n . 若作为近似, 仅假设该衰减率与其谐波数 n 无关, 即

$$\alpha(\eta, \theta, \xi) \approx e^{\eta} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} [a_n(\xi) \sin n\theta + b_n(\xi) \cos n\theta]; \quad \eta \leq 0 \tag{8}$$

则由式(8)可得

$$\left[\partial \sigma / \partial \xi \right]_{\eta=0} = \partial g / \partial \xi; \quad h = \partial g / \partial \theta \tag{9}$$

代入式(7)后可得

$$\begin{aligned} \psi(\theta, \xi) = & \psi_c(\phi_0) - l_c \frac{d\bar{\phi}}{d\xi} - \left[m + \frac{1}{\alpha} \right] \frac{\partial g}{\partial \xi} - \\ & \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial g}{\partial \theta} - \frac{1 - K_c}{2} \left(\frac{\partial g}{\partial \theta} \right)^2 - \\ & l_c \frac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} - \left[\frac{\partial g}{\partial \theta} + \frac{\gamma}{2\alpha} \right] \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \end{aligned} \tag{10}$$

该方程仅为一阶偏微分方程, 并且直接利用物理意义更明确的轴向扰动速度系数 g 作为因变量, 同时其简化方程(8)考虑了高阶谐波的影响, 故而具有更广泛的应用范围.

方程(9)为本文用于描述考虑进气畸变影响的周向局部位置 (θ) 处动态压升的控制方程, 对其沿周向积分后, 可得周向平均的轴向动量平衡方程

$$\begin{aligned} \bar{\psi}(\xi) + l_c \frac{d\bar{\phi}}{d\xi} = & \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[\psi_c(\bar{\phi} + \varepsilon + g) - \frac{1 - K_c}{2} \left(\frac{\partial g}{\partial \theta} \right)^2 \right] d\theta - \\ & \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[l_c \frac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} + \left(\frac{\partial g}{\partial \theta} + \frac{\gamma}{2\alpha} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \right] d\theta \end{aligned} \tag{11}$$

其中 $\bar{\psi}(\xi)$ 为 $\psi(\theta, \xi)$ 的周向平均值.

在后集气箱内气体参数分布均匀以及为等熵流动的假设下, 由流入、流出后集气箱的气体 and 集气箱内的气体堆积的平衡可得

$$\frac{d\psi}{d\xi} = \frac{1}{4l_c B} [\bar{\psi}(\xi) - F_T^{-1}(\psi)] \tag{12}$$

其中
$$\psi = \frac{p_s - p_T}{\rho U^2} = \bar{\psi} - \frac{\Delta p^*}{\rho U^2} \tag{13}$$

式中 p_T 为系统进、出口的环境总压; $\Delta p^* = p_T - p_i^*$ 为进气畸变发生器的总压损失; B 为 Greitzer B 参数; 而阀门特性 F_T 在本文中用下式描述

$$F_T = \psi = \frac{1}{2} K_T \bar{\phi}_T^2 \tag{14}$$

式中 K_T 称为阀门系数.

方程(10), (11) 和(12)即构成了本文模型的基本控制方程. 在初始扰动的作用下, 针对均匀来流和非均匀来流两种情况, 均可用于周向平均轴向速度系数 $\bar{\phi}$ 、系统总静压升系数 ψ , 以及轴向扰动速度系数 g 随时间 ξ 变化的计算, 从而分析系统的稳定性、系统的动态失速特性以及进气畸变的影响等.

如果说 ψ 与动态过程有关, 则 ψ_c 是与扰动无关的压气机固有的特性. Koff 和 Greitzer 论证了压气机的轴对称特性是一光滑的 S 形曲线^[9,10], 可以用三次曲线来代表, 以兼顾既具有实际背景又不局

限于某一具体压气机的优点,如式(15)所示

$$\Psi(\phi) = \Psi_0 + H \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\phi}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\phi}{W} - 1 \right)^3 \right] \quad (15)$$

其中 Ψ_0 为 $\phi = 0$ 时的压升系数; H 为特性线的半高; W 为特性线的半宽. 当有扰动时, $\phi = \bar{\phi} + g$.

若非特别说明,下列计算的初始值由系统的工作点位于压气机轴对称特性的顶点确定,同时给定初始周向扰动为

$$g_0 = A_0 \sin \theta; \quad A_0 = 0.005 \quad (16)$$

此外,为了分析方便定义相对阀门系数 $K_{R,T}$ 为

$$K_{R,T} = K_{T0}/K_T(\xi) \quad (17)$$

其中 K_{T0} 为阀门处于初始位置时的阀门系数,由初始工作点确定. 在本文中,阀门的运动规律用式(17)所示的 $K_{R,T}$ 的变化规律来描述

$$K_{R,T}(\xi) = 1.0 - C_R \cdot \xi; \quad \xi \leq \xi_s \quad (18)$$

其中 C_R 为描述阀门关闭速率的相对阀门系数减小速率.

在本模型中,进气参数的周向非均匀由进气畸变发生器决定. 由于本文旨在分析旋转总压畸变的频率和幅值对下游压气机稳定性的影响,所以给定进气畸变发生器总压损失或其出口总压分布满足下式

$$(p_T - p_i^*)/\rho U^2 = A_D [1 - \sin(\theta - \omega \xi)] \quad (19)$$

其中 $A_D = (p_T - \overline{p_i^*})/\rho U^2$ 用于描述进口总压畸变度的大小; ω 为 p_i^* 相对压气机转子的总压畸变旋转频率.

2 计算模型和计算方法

2.1 各种失速流态的基本特征

压缩系统的失速类型可分为旋转失速和喘振两大类,而喘振又可分为经典喘振和深度喘振. 图2示出了压缩系统进入不同失速流态的动态失速过程的计算结果. 当系统的失速流态为旋转失速时,集气箱内的反压和通过系统的面平均流量(这里为周向平均轴向速度系数 $\bar{\phi}$) 首先由其初始值不断下降,当旋转失速完全发展后又趋于稳定. 但此时的工作点位于压气机的失速特性线上,其系统总静压升系数 Ψ 和周向平均轴向速度系数 $\bar{\phi}$ 都比相应的稳态轴对称值要小得多. 而周向某一位置(θ) 处的局部轴向速度系数 ϕ 则以一定常的频率不断地波动,如图2(a)所示. 喘振流态的基本特征与旋

转失速不同,其特征是系统的周向平均参数随时间呈低频高幅值的振荡. 在特性图上,系统的工作点作有限幅值的周期运动,而且在部分周期内,系统的瞬时工作点沿压气机的稳态特性线运动. 因此,在一个喘振周期内,随着系统的瞬时工作点进入失速区和退出失速区,还伴随有旋转失速的出现和消失. 当在喘振振荡周期内有倒流现象出现,并且仅在整个周期的很小部分伴有旋转失速时,此种喘振称为深度喘振,如图2(c)所示. 如果没有负流量出现,并且在较大的振荡周期内伴有旋转失速的出现,则此类喘振为经典喘振,如图2(b)所示. 以上关于旋转失速、经典喘振和深度喘振基本特征的描述已被诸多的实验结果所证实. 图2的计算结果充分地反映了这些特征,与已有的实验结果和人们的认识是完全一致的.

图3给出了图2(a)所示旋转失速的频谱特性和旋转失速扰动波各阶谐波幅值的发展历程. 由图3中结果可见,该旋转失速扰动波完全发展后相对旋转频率 f_r (相对于转子旋转频率) 的一阶基频约为0.36,而且二阶频率信号较强. 虽然式(16)给定的周向初始扰动仅为一阶谐波分量,但当旋转失速完全发展后,旋转失速周向速度分布中仍然含有二阶以上的高阶分量,并且相对于一阶分量,二阶以上分量的幅值波动较大,预示旋转失速完全发展后,周向速度分布中的高阶分量不太稳定. 图3所示结果充分反映了本文发展的理论模型包含了旋转失速中高阶分量的影响.

如上所述, $(1/\alpha)$ 和 γ 分别为无因次级平均时间滞后常数以及转子叶排时间滞后常数与级平均值的比值. 从旋转失速传播频率应由其在转子和静子中传播的平衡决定来看, $(1/\alpha)$ 和 γ 应该对旋转失速传播频率有较大的影响. 图4给出了 γ 对旋转失速传播频率影响的预测结果. 图4的结果表明,旋转失速的传播频率随 γ 近似呈线性变化. γ 反映的是转子叶排时间滞后常数与级平均值的比值, γ 的增大意味着转子叶排的时滞要强于静子叶排,此时失速团随转子高速旋转的趋势较强,因而旋转失速传播频率较大.

$(1/\alpha)$ 为无因次级平均时间滞后常数,反映的是级平均时滞效应,类比于 γ 的影响,小 $(1/\alpha)$ 值的时滞效应应该与小 γ 值对应. 亦即随着 $(1/\alpha)$ 的增大旋转失速传播频率应该增大. 图5所示结果与上述分析一致,但 $(1/\alpha)$ 对旋转失速传播频率的影响呈较强的非线性,随着 $(1/\alpha)$ 增大,旋转失速传播频率增速不断减缓.

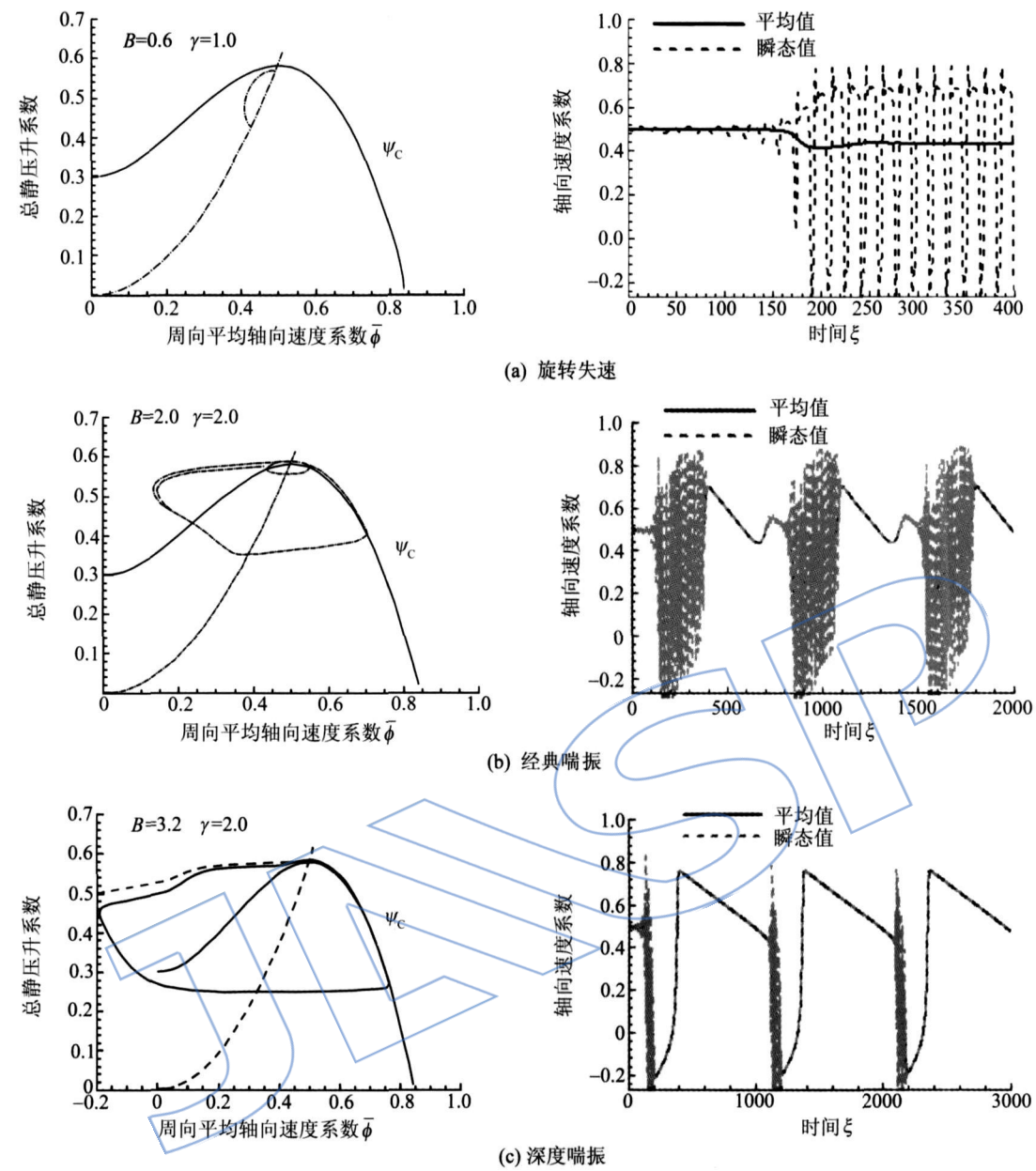


图 2 各失速流态的基本特征

Fig. 2 Post stall features for each unstable mode

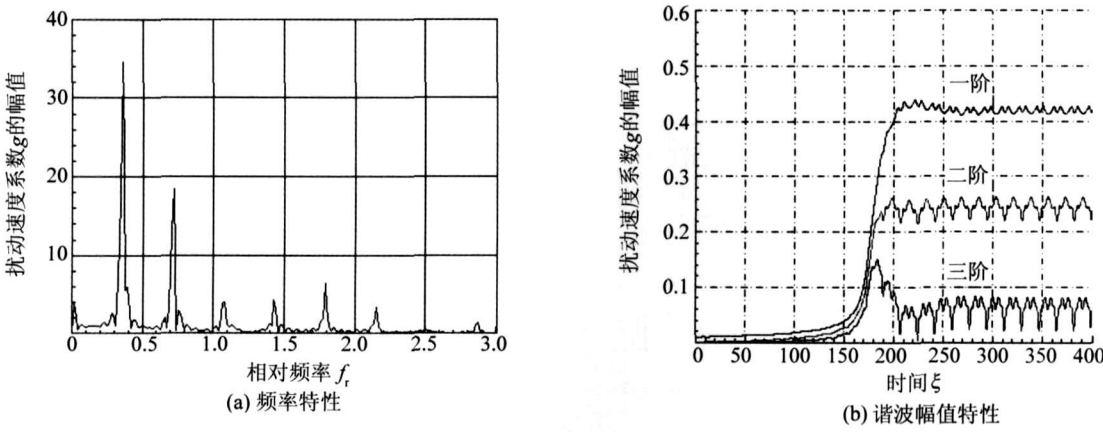


图 3 旋转失速频谱特性及发展历程的谐波幅值特性

Fig. 3 Frequency spectrum and spatial Fourier decomposition of the rotating stall

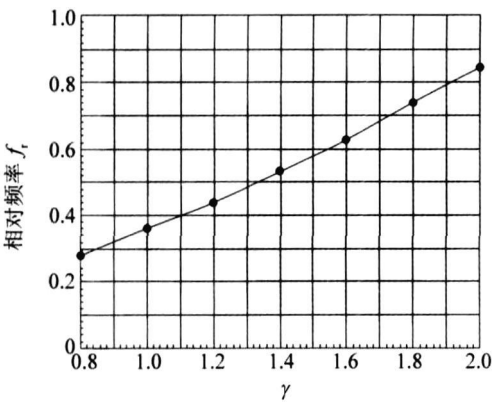


图 4 γ 对旋转失速传播频率的影响

Fig. 4 Effect of γ on the propagation speed of rotating stall

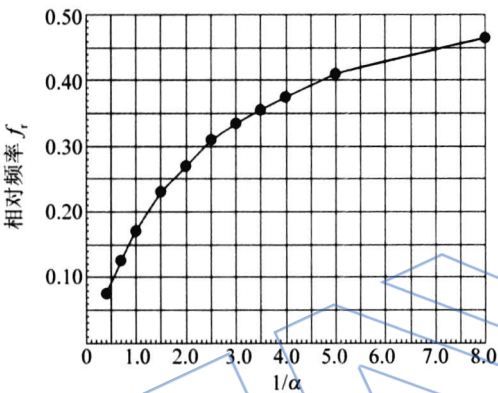


图 5 $1/\alpha$ 对旋转失速的频谱特性的影响

Fig. 5 Effect of $1/\alpha$ on the propagation speed of rotating stall

2.2 失稳的恢复特性

由压缩系统的临界稳定点关闭阀门时, 系统将进入失稳状态, 而其失速流态取决于系统的 B 参数和压气机特性等. 但是, 当系统进入失速状态

后, 随之而来的一个非常重要的问题就是如果重新打开阀门, 系统的响应如何? 系统退出失稳状态的恢复特性如何等? 尽管现在人们已认识到压缩系统由旋转失速退出时存在较大的流量滞后, 而退出喘振不存在这样的滞后. 但是, 对于退出失稳状态的详细动态过程以及系统参数的影响等, 至今认识的尚少. 下列算例表明该模型可用于此类问题的详细分析. 为了开展此类问题的分析研究, 特设计阀门的运动规律如下: 首先关闭阀门使系统进入失速状态, 保持一段时间后再从某一时刻 ξ_R 开始打开阀门至 $K_{R,T} = K_{R,TR}$ 位置.

对于一个给定的压缩系统, 图 6、图 7 和图 8 示出了其由不同失速流态退出的基本特性. 图 6 的结果表明, 当完全发展的旋转失速形成以后, 恢复过程存在较大的滞后. 虽然此时已将阀门打开至 $K_{R,TR} = 1.5$, 阀门的开度已大于系统进入失速的临界开度, 但仍不足以使系统从旋转失速状态中退出. 当进一步打开阀门至 $K_{R,TR} = 2.5$ 时, 系统方从旋转失速状态中退出, 如图 7 所示. 图 6 和图 7 的结果还表明对于该系统, 在 1.5 和 2.5 之间存在一个临界 $K_{R,TR}$ 值, 该临界值决定了系统退出旋转失速所需要的最小阀门开度. 图 8 的结果进一步验证了退出喘振无滞后的特性, 对于经典喘振和深度喘振都是如此.

图 9 给出了所预测的某压缩系统的旋转失速特性以及处于旋转失速状态下不同工作点的扰动轴向速度系数分布. 该结果清晰地表明, 随着系统失速工作点向其临界恢复点的靠近, 失速团的周向堵塞角 θ_s 不断减小, 意味着在恢复过程中旋转失速团的能量随周向平均轴向速度系数的增大在不断减小.

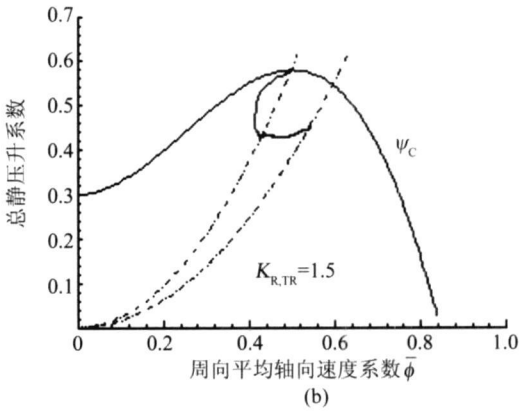
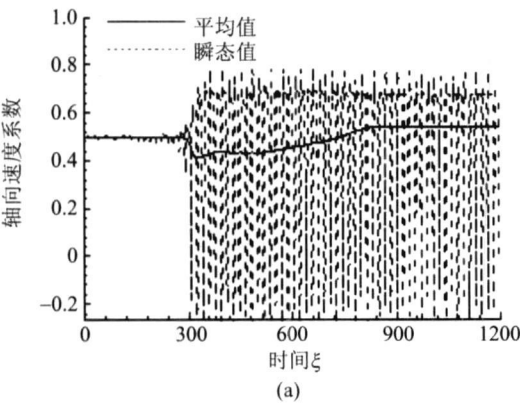


图 6 $K_{R,TR} = 1.5$ 的旋转失速动态恢复过程

Fig. 6 Hysteresis recovering from rotating stall ($K_{R,TR} = 1.5$)

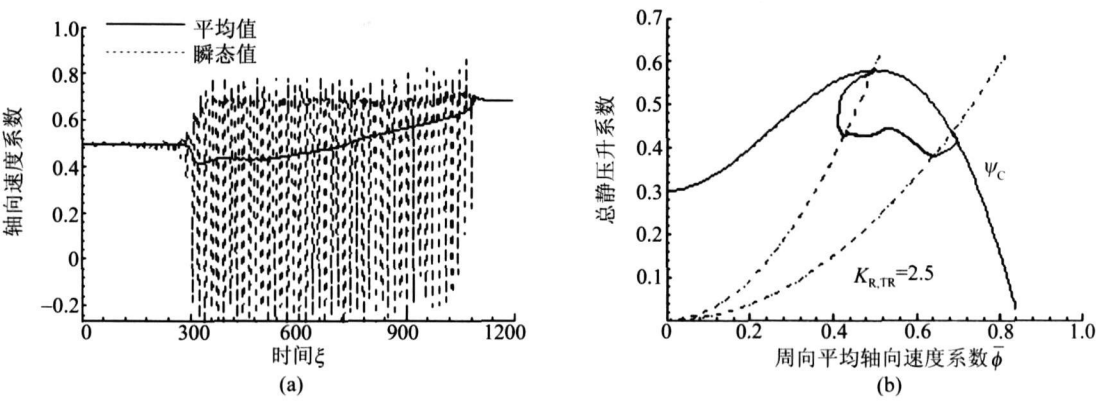


图 7 $K_{R,TR} = 2.5$ 的旋转失速动态恢复过程
Fig. 7 Transients recovering from rotating stall ($K_{R,TR} = 2.5$)

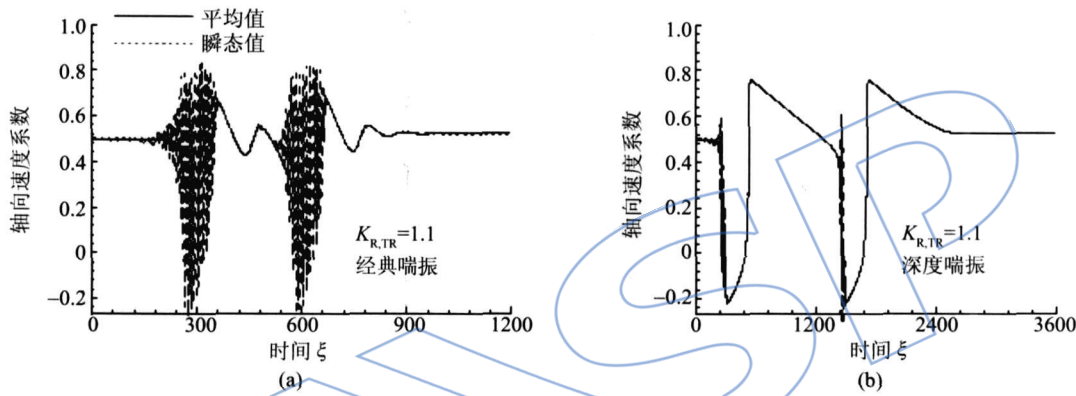


图 8 退出喘振的动态恢复过程
Fig. 8 Transients recovering from classic and deep surge

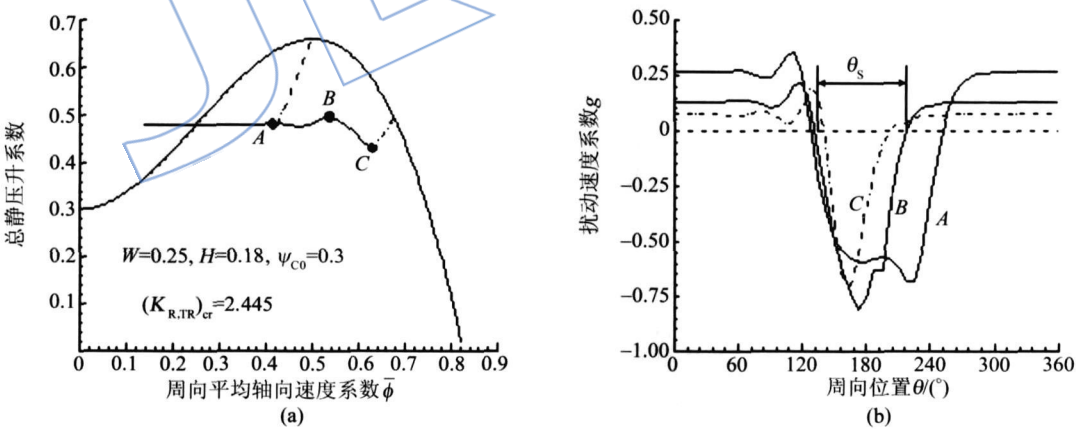


图 9 某压气机的旋转失速特性及失速团周向结构
Fig. 9 Stall characteristic and circumferential configuration of stall cells

2.3 旋转总压畸变对旋转失速动态特性的影响

图 3 所示为均匀进气时压缩系统进入旋转失速的动态过程中其扰动速度系数一阶和二阶 Fourier 分量幅值随时间的变化. 这个变化为一典型的旋转失速动态发展过程, 其结果明显表明在完全发展的旋转失速形成之前 ($\xi < 160$), 小幅

值失速前兆波的存在. 为了分析进口总压畸变对旋转失速动态过程的影响, 图 10 给出了在保持图 3 算例其他参数不变而只加入 $A_D = 0.1, \omega = 0$ 的稳态总压畸变的计算结果. 比较图 3 和图 10 的结果不难看出, 进口总压畸变的存在使得初始扰动很快发展为完全

发展的旋转失速, 而且完全发展后的旋转失速团不再稳定, 其一阶 Fourier 分量的幅值以接近旋转失速传播频率的频率振荡。

率时, 这种影响更加强烈。

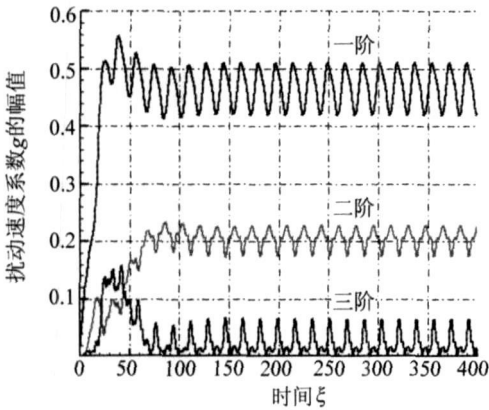
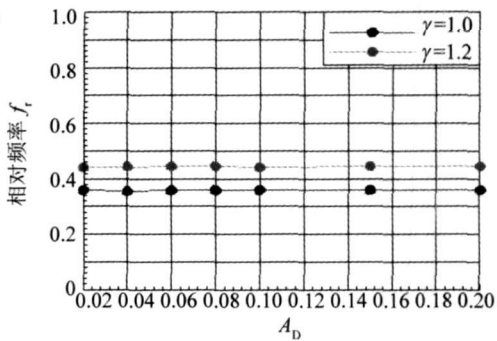


图 10 $A_D = 0.1, \omega = 0$ 时扰动速度系数幅值变化历程
Fig. 10 Spatial Fourier decomposition of rotating waves
($A_D = 0.1, \omega = 0$)

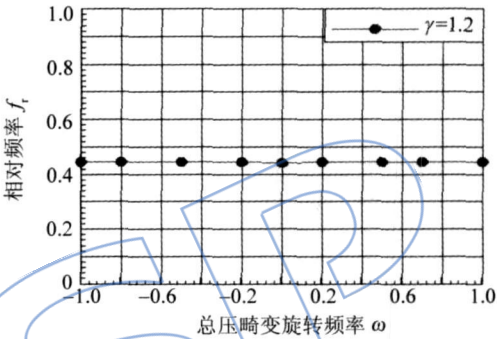
稳态进气畸变对压气机旋转失速频率的影响很小已被有关实验和理论分析结果所证实, 图 11 (a) 的计算结果也充分反映了这一结论, 即稳态畸变的畸变度对旋转失速频率的影响很小. 对于本文重点研究的旋转总压畸变, 总压畸变旋转频率对旋转失速频率的影响如何则是我们更为关心的问题, 图 11 (b) 的计算结果表明, 进口总压畸变的旋转频率对旋转失速频率的影响也很小, 这一结果将在下列算例的分析中应用。

图 12 所示为保持图 10 中其他参数不变而 $\omega = 0.2$ 时的计算结果. 其基本特征与图 11 中结果相同, 只是扰动速度系数一阶 Fourier 分量的振荡强度有所增大, 而且振荡频率接近于: $f_r - \omega$. 由上述分析可知这个频率为此时失速团与进口总压畸变的相对旋转频率. 但是, 当增大总压畸变旋转频率使得 ω 接近该压气机固有旋转失速频率 $f_r = 0.36$ 时, 旋转失速完全发展后的系统的周向平均轴向速度系数 $\bar{\phi}$ 也不再保持稳定, 而作低频振荡, 系统瞬时工作点在压气机特性图上作有限周期运动, 如图 13 所示. 此时对扰动速度系数作 Fourier 分析发现其一、二阶分量的幅值也都很不稳定, 振荡频率很小但幅值较大, 如图 14 所示。

上述结果表明进口总压畸变及其旋转频率对旋转失速的动态特性有很强的影响. 在进口畸变的影响下, 初始扰动很快发展为完全发展的旋转失速, 而且完全发展后的旋转失速不再稳定, 尤其是当总压畸变的旋转频率接近旋转失速的传播频



(a) 畸变度的影响



(b) 总压畸变旋转频率的影响

图 11 总压畸变旋转频率对旋转失速传播频率的影响
Fig. 11 Effect of total pressure distortion on propagation speed of rotating stall

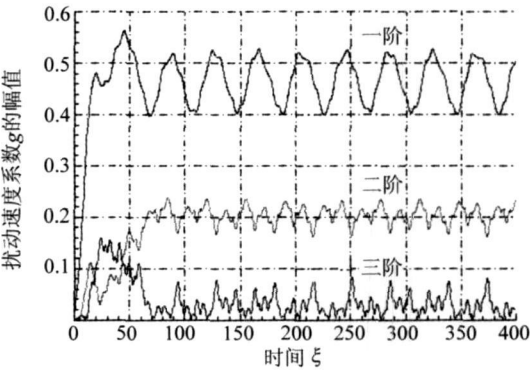


图 12 $A_D = 0.1, \omega = 0.2$ 时扰动速度系数幅值变化过程
Fig. 12 Spatial Fourier decomposition of rotating waves
($A_D = 0.1$ and $\omega = 0.2$)

2.4 旋转总压畸变对稳定边界的影响及危险频率分析

进气畸变对压缩系统稳定边界的影响是人们最为关心的问题之一. 进气畸变的存在将降低压缩系统的稳定裕度已为人们所熟知, 但深入地揭示其机理, 尚有待于开展更为深入系统的分析研究. 图 15 给出了进口总压畸变度 A_D 对压缩系统稳定边界点流量影响的预测结果. 该结果表明随

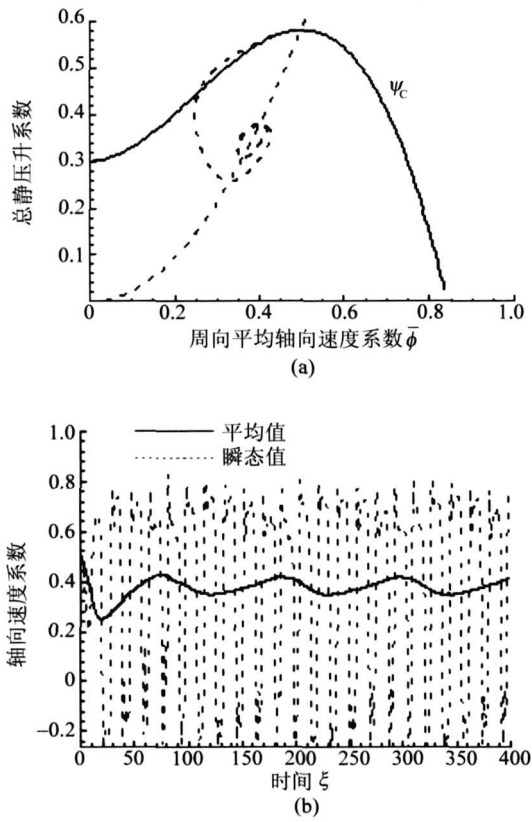


图 13 $A_D = 0.1$, $\omega = 0.3$ 时旋转失速动态过程
Fig. 13 Post stall transients of rotating stall
($A_D = 0.1$ and $\omega = 0.3$)

着总压畸变度 A_D 的增大, 稳定边界点流量不断增大, 亦即系统的稳定裕度不断减小. 这与以往的实验结果和人们的认识是一致的.

关于进口总压畸变旋转频率对压缩系统稳定边界的影响, Ludwig 等人曾于 1973 年在一台单级低速轴流压气机上进行了初步的实验研究, 其结果表明总压畸变的旋转频率对稳定边界影响很大, 若定义对应最大稳定边界流量或最大稳定裕度损失的旋转频率为危险频率 ω_R , 则该实验结果的危险频率 ω_R 约为转子旋转频率的 50%. 1996 年, 美国的 GE 公司、MIT 和英国的剑桥大学在 4 台多级低速轴流压气机上联合开展了类似的实验研究, 而 Peters 等人在 2001 年前后利用 RB199 五级研究用高压压气机开展了在型号压气机上的总压畸变旋转频率影响研究, 并得到了与 Ludwig 等人类似的结果.

图 16 给出了针对本文基本压缩系统本模型计算获得的总压畸变旋转频率对系统稳定边界点周向平均轴向速度系数的影响, 由图中计算结果可以看出, 该压缩系统存在使得稳定边界点周向平均轴向速度系数显著增大的危险频率. 若定义

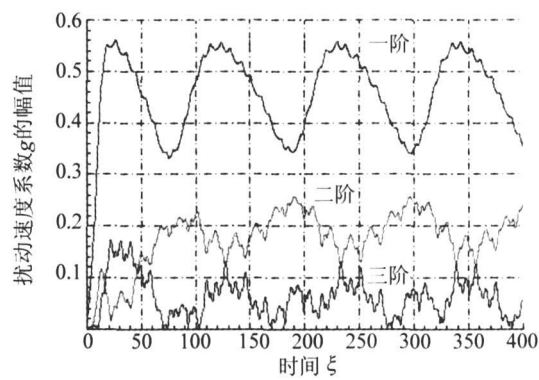


图 14 扰动速度系数幅值变化历程
Fig. 14 Spatial Fourier decomposition of rotating waves

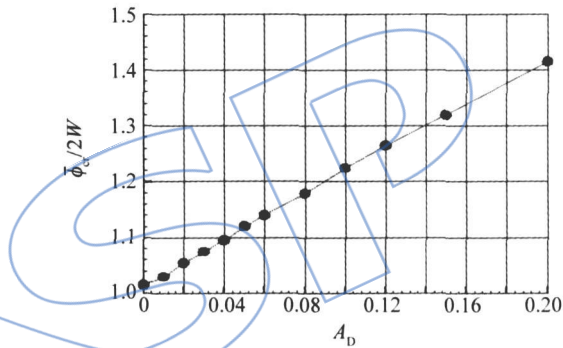


图 15 A_D 对压缩系统失速边界的影响 ($\omega = 0$)
Fig. 15 Effect of A_D on the stalling flow coefficient of the compression system ($\omega = 0$)

$\Delta \bar{\phi}_{cr}$ 如下:

$$\Delta \bar{\phi}_{cr} = \frac{\Delta(\bar{\phi}_{cr}/2W)_{\omega=\omega_R} - \Delta(\bar{\phi}_{cr}/2W)}{\Delta(\bar{\phi}_{cr}/2W)} \times 100\%$$

其中 $\Delta(\bar{\phi}_{cr}/2W)_{\omega=\omega_R}$ 和 $\Delta(\bar{\phi}_{cr}/2W)$ 分别为对应危险频率的稳定边界周向平均轴向速度系数增量和某总压畸变旋转频率下的稳定边界周向平均轴向速度系数增量. $\Delta \bar{\phi}_{cr}$ 可用于定量描述对应危险频率的压气机稳定边界的损失. 由图 16 中显示的结果可得, 相对于最小的稳定边界周向平均轴向速度系数增量和 $\omega = 0$ 的稳态畸变的稳定边界周向平均轴向速度系数增量的 $\Delta \bar{\phi}_{cr}$ 分别达到 188% 和 84.6%, 总压畸变旋转频率对于压气机稳定性的影响非常强烈.

由图 16 中结果还可以看出, 总压畸变与压气机转子反向旋转 ($\omega < 0$) 时, 进气畸变对于压气机稳定性的影响最小, 比 $\omega = 0$ 的稳态畸变的 $\Delta(\bar{\phi}_{cr}/2W)$ 下降约 35.9%. 虽然目前尚不能清晰地说明其机理, 但该结论对于双转子发动机设计

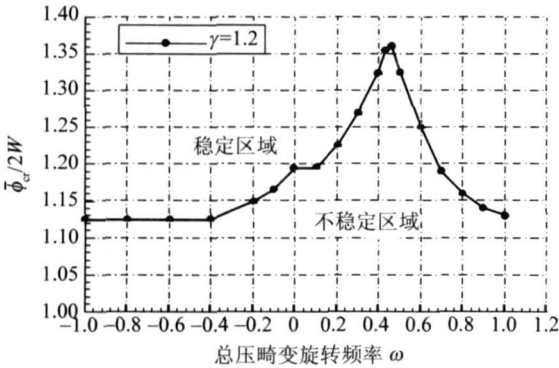


图 16 总压畸变旋转频率对旋转失速边界影响
Fig. 16 Effect of rotating speed of inlet total pressure distortion on the stalling flow coefficient

时正转和反转方案的选择具有重要的指导意义.

图 16 算例为 $\gamma = 1.2$ 时的结果, 在上述分析中已经指出此时压气机固有的旋转失速频率 $f_r = 0.44$, 而且上述分析表明当总压畸变的旋转频率 ω 接近旋转失速传播频率 f_r 时, 进口总压畸变对压缩系统动态失速特性的影响不断增强, 因此有理由认为危险频率 ω_h 与系统固有的旋转失速频率 f_r 有关. 为了证实该分析, 可改变系统的旋转失速频率, 详细计算危险频率 ω_h 的变化. 图 17 即给出了 f_r 分别为 0.84, 0.63, 0.44 和 0.28 时, 总压畸变旋转频率 ω 对系统稳定边界流量影响的 4 条曲线. 图 18 中的每条曲线均在 ω 接近其各自相应的 f_r 值附近达到最大稳定边界流量或最大的稳定裕度损失. 该结果充分证实了进口旋转总压畸变的危险频率 ω_h 接近压缩系统旋转失速的传播频率.

众所周知, 旋转失速和喘振是压缩系统中的两类基本失速流态. 旋转失速是一种非轴对称的失速流态, 因而进口周向畸变及其旋转频率对旋转失速动态特性和稳定边界的影响较易被理解. 以上结果也已证实了这一点. 而喘振传统上被认为是一种轴对称的一维不稳定现象. 虽然, 近来的研究结果发现旋转失速在激发喘振发生上起着重要作用, Tryfonidis 等人的实验即发现在喘振发生前有旋转扰动波的存在^[11], 图 2 中的结算结果也清晰地展现了这一点, 而且诸多的实验和理论结果也已证明稳态进气畸变对喘振边界影响很大. 因此, 进口总压畸变的旋转频率对喘振边界的影响如何仍是一个十分有趣而又非常重要的问题^[12].

Greitzer B 参数对压缩系统失速流态的影响很大, 选择 $B = 2.0$ 使得系统的失速流态为经典

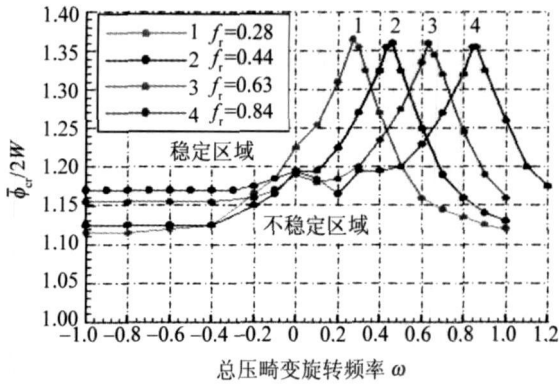


图 17 不同 f_r 时总压畸变旋转频率对旋转失速边界影响
Fig. 17 Effect of rotating speed of inlet total pressure distortion on the stalling flow coefficient for the systems with differential propagation speed f_r

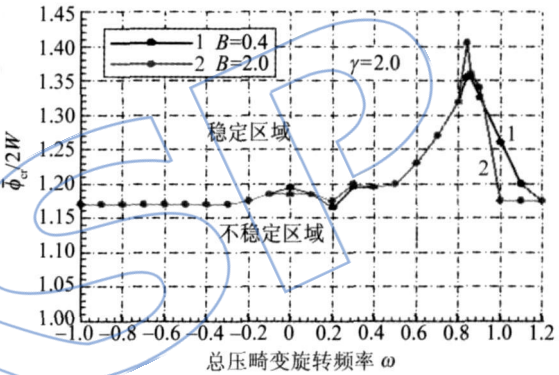


图 18 总压畸变旋转频率对喘振边界影响
Fig. 18 Effect of rotating speed of inlet total pressure distortion on the onset of surge

喘振而非以上分析的旋转失速, 然后计算分析总压畸变旋转频率变化对喘振边界的影响, 计算结果示于图 18 中. 该结果表明总压畸变旋转频率对压缩系统喘振边界的影响也很大, 而且同样存在一个接近系统固有的旋转失速传播频率的危险频率. 图 18 中还同时绘出了图 17 中对旋转失速边界影响的结果, 两条曲线重合很好, 只是在 ω 较大时略有差别, 充分表明总压畸变旋转频率对喘振边界的影响与对旋转失速边界的影响十分类似.

2.5 与实验结果的比较

为了进一步验证本文中发展的理论模型的可靠性, 采用文献[13]中双级低速轴流压气机的实验结果进行进一步的验证.

首先根据图 19 中显示的均匀进气的压升特性^[13], 确定该压气机的轴对称特性为

$$\Psi_c(\phi) = \Psi_{c0} + H \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\phi - \phi_0}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\phi - \phi_0}{W} - 1 \right)^3 \right] \quad (20)$$

其中 $\Psi_0 = 0.05$, $H = 0.27$, $W = 0.40$, $\phi_0 = -0.15$.

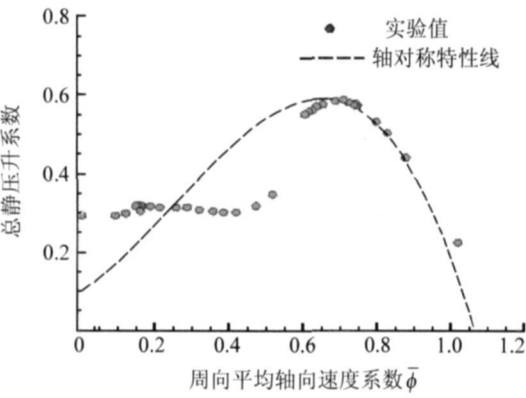


图 19 低速双级压气机轴对称特性曲线
Fig. 19 Axisymmetric characteristic of a two stage low speed compressor

图 19 示出了式(20)特性曲线与实验特性的比较,二者在右支轴对称部分符合较好,而左支的实验特性为压气机处于非轴对称的旋转失速状态的特性,因而不可能一致.

图 20 给出了 $K_{R,T}$ 分别为 0.9 和 0.4 两个阀门关闭深度时系统进入旋转失速的动态失速过程.由图中结果可以看出,当系统进入旋转失速状态后,其周向平均轴向速度系数和总静压升系数均明显降低,而且随着阀门关闭深度的增加,周向平均轴向速度系数进一步减小,总静压升系数变化不大.图中显示的计算结果与实验结果^[13]符合较好.

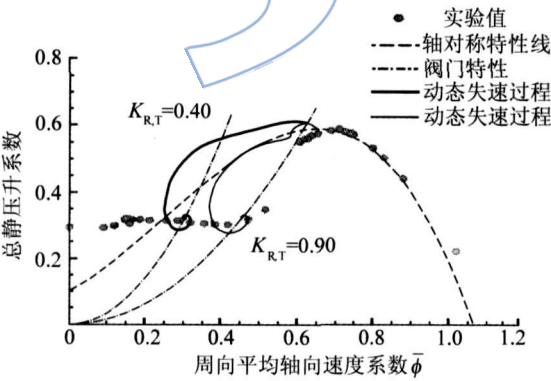


图 20 旋转失速计算特性与实验特性的比较
Fig. 20 Comparison of stalled characteristic between predicted and experimental data

本文关注的主要问题为总压畸变旋转频率对压气机稳定边界的影响,针对该双级压气机,图 21 给出了本模型的预测结果.图 21 中计算结果揭示的总压畸变旋转频率对压气机失速点轴向速度系数影响的规律与本文前面的计算结果一致,

反转时进气畸变对压气机失速点流量影响较小,正向旋转时的影响较大;正转时,存在一个使失速点流量达到最大的危险频率,该双级压气机的危险频率位于 0.4 到 0.5 之间,与其固有的旋转失速频率 0.42 非常接近.图 22 显示的计算结果与实验结果的比较表明,本模型预测的危险频率与实验结果非常一致,且总压畸变旋转频率对失速点轴向速度系数影响的规律两者也非常一致,只是稳态和反向旋转畸变对压气机失速点轴向速度系数影响的预测结果大于实验结果.

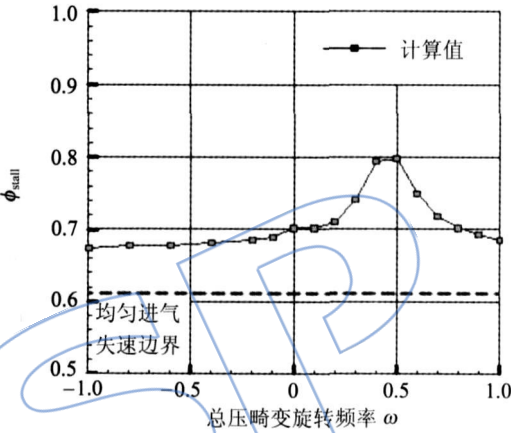


图 21 总压畸变旋转频率对双级压气机失速点轴向速度系数影响的计算结果

Fig. 21 Computational result of the effect of the distortion rotating speed on the two stage compressor stalling flow coefficient

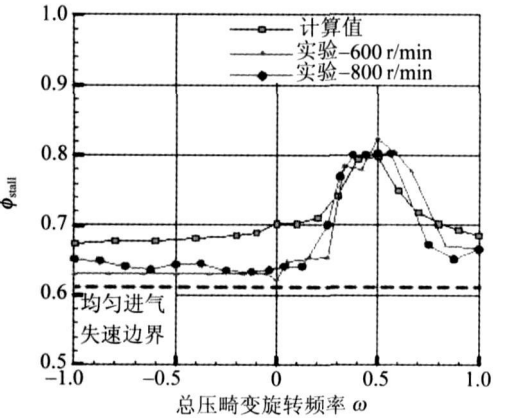


图 22 总压畸变旋转频率对失速点轴向速度系数影响的比较^[12]

Fig. 22 Comparision of stalling flow coefficients between predicted and experimental results

3 结 论

在 Moore-Greitzer 模型的基础上,本文发展了一个可以预测轴流压缩系统动态失速特性及进

气非均匀性影响的二维不可压缩理论模型,并利用该模型系统计算分析了压缩系统失速流态的基本特性,以及进气总压畸变旋转频率对下游压气机稳定性的影响,由计算结果得到以下结论:

1) 发展的理论模型能够正确地反映压缩系统失速流态的基本特征,可用于压缩系统失速特性的定量分析,以及进气畸变尤其是旋转进气畸变对压缩系统稳定边界影响的计算分析。

2) 进口总压畸变将降低压缩系统的稳定裕度,并对系统的动态失速特性影响强烈,使得初始扰动很快发展为完全发展的旋转失速,而且完全发展后的旋转失速也不稳定。

3) 进口总压畸变的旋转频率对压缩系统的动态失速特性和旋转失速边界影响很大。同向旋转将显著降低系统的稳定裕度,当旋转频率接近系统固有的旋转失速传播频率时,这种影响达到最大;而反向旋转时影响较小,反向旋转对压气机稳定性的影响一般小于旋转速度为0的稳态畸变。

4) 进口总压畸变的旋转频率对喘振边界的影响与对旋转失速边界的影响类似。

5) 此类问题中存在的危险频率接近系统固有的旋转失速传播频率。

参考文献:

- [1] Schäffler A, Miatt D C. Experimental evaluation of heavy far high pressure compressor in a three shaft engine: Part I—Experimental setup and result [J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1985, 107: 828-832.
- [2] Schäffler A, Miatt D C. Experimental evaluation of heavy far high pressure compressor in a three shaft engine: Part II—Analysis of distortion and fan loading [J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1986, 108: 171-174.
- [3] Ludwig G R. Investigation of rotating stall in axial compressors and the development of a prototype stall control system[R]. Technical Report, USAF TR-73-45.

- [4] 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.
- [5] Hynes T P, Chue R, Greitzer E M, et al. Calculations of inlet distortion induced compressor flow field instability [R]. AGARD CP-400, 1987, (7): 1-7, 15.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] Moore F K. A theory of rotating stall of multistage axial compressors: Part I—Small disturbances [R]. ASME Paper 83-GT-44.
- [9] Koff S G, Greitzer E M. Stalled flow performance for axial compressors: Part I—Axisymmetric characteristics [R]. ASME Paper 84-GT-93.
- [10] Koff S G. Stalled flow performance for axial compressors: Part II—Rotating stall characteristics [R]. ASME Paper 84-GT-120.
- [11] Tryfonidis M, Etchevers O, Paduano J D, et al. Pre stall behavior of several high speed compressors [R]. ASME Paper 94-GT-387.
- [12] 胡骏. 旋转总压畸变对压气机稳定性影响数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2000, 21(2): 161-165.
HU Jun. Numerical simulation of effects of rotating inlet distortion on flow stability in compressor systems [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2000, 21(2): 161-165. (in Chinese)
- [13] 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(1): 2095-2100. (in Chinese)