

旋转扰动波对轴流压气机气动稳定性影响

毛智明, 胡 骏, 张 环, 严 伟

(南京航空航天大学 能源与动力学院 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 利用旋转扰动波发生器在一台低速二级轴流压气机上开展实验, 研究其旋转频率、扰动扇区角度以及产生的低压区个数对压气机气动稳定性的影响, 发现不同的扰动扇区角度和低压区个数下对压气机稳定裕度影响最大的“危险频率”不变。基于 M-G 模型发展出考虑旋转扰动波影响的二维不可压缩模型, 该模型可计算不同扰动扇区角度及低压区个数的旋转扰动波对压缩系统稳定性及动态失速特性的影响, 对实验压气机进行建模分析, 发现旋转扰动波会诱发模态波的产生, 且频率越接近旋转失速团的传播频率对压缩系统稳定裕度的影响越大。

关 键 词: 压气机; 稳定性; 旋转扰动波; 旋转失速; 失速起始; M-G 模型

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Effects of rotating disturbance on aerodynamics stability of axial-flow compressor

MAO Zhi-ming, HU Jun, ZHANG Huan, YAN Wei

(Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,

College of Energy and Power Engineering,

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

Abstract: Experiments were carried out on a two-stage low-speed axial-flow compressor with a newly designed rotating disturbance generator, so as to study the influences of rotating frequency, disturbed sector and the number of disturbed cells on the compressor aerodynamics stability. The experiments show that the compressor experienced significant degradation in its stall margin when the disturbance rotated at the “dangerous frequency”, which didn’t change at different disturbed sectors and cells. A two-dimensional incompressible model considering rotating disturbance was developed based on M-G model. This model can calculate the influence of rotating disturbance with different disturbed sectors and cells on the aerodynamic stability and stall process of the compression system. When analyzing by building a mathematical model for the experiment compressor and employing the two-dimensional incompressible model, it was found that the rotating disturbance will induce the modal wave and affect the compression system stall margin more severely if the rotating frequency was close to the rotating stall propagate frequency.

Key words: compressor; stability; rotating disturbance; rotating stall; stall inception; M-G (Moore-Greitzer) model

对于双轴或多轴压气机结构的涡轮风扇发动机, 目前存在的一个主要问题就是高低压压气机之间的相互影响^[1], 尤其是对各自稳定边界或稳

定裕度的影响。20 世纪 80 年代中期, Schäffler 和 Miatt 对三轴结构的 RB-199 发动机的高低压压气机之间的相互影响问题进行了初步的实验和理

论研究^[2-3],其研究表明:在低压压气机的出口存在着非均匀的压力波动,而且随着低压压气机工作点向其失速边界趋近,这种波动的强度不断增大,而当低压压气机进入旋转失速状态时,高压压气机的进口更是处于一种高强度的非均匀压力波动状态.这种压力波动可使其高压压气机的稳定边界右移(稳定工作裕度损失可高达20%),进而使全台发动机的高、低压压气机全部进入失速状态,造成严重后果.

早在1973年,Ludwig等人就在一台孤立转子压气机上开展了进口非均匀总压旋转波动对下游压气机旋转失速边界影响的研究^[4],他们的实验结果表明进口非均匀总压旋转波动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稳定裕度损失达到最大的旋转频率,即“危险频率”.

1996年,来自英国剑桥大学、美国通用电气公司(GE)和麻省理工学院(MIT)的Longley等人在4台多级低速轴流压气机上开展了旋转进气畸变的实验和理论研究^[5],发现多级轴流压气机的“危险频率”可能不止一个,并认为这与旋转失速起始过程的类型有关.2000年后又有德国的Peters等人在高压压气机上展开实验研究,发现类似结论^[6-7].

Longley等人认为,当上游低压压气机或风扇处于旋转失速状态时,下游高压压气机的进口气流就会呈现出旋转的非均匀特性——即旋转进气畸变,也就是说旋转进气畸变与旋转失速有直接的关联,但是假设上游低压压气机或风扇已经

发生旋转失速,此时再研究旋转进气畸变对下游压气机稳定性影响的问题是否还有实际意义?因为低压压气机或风扇失速在发动机工作过程中是不允许发生的.然而低压压气机或风扇叶片发生分离却是常见的,分离产生的低压区具有旋转特性,对下游压气机也会造成一种旋转进气畸变,这时研究其旋转频率对压气机稳定裕度的影响则具有实际意义,为了突出这种叶片分离造成的旋转进气畸变相比于旋转失速造成的旋转进气畸变的畸变幅值较小的特点,特别称之为旋转扰动波.

本文结合旋转扰动波的特点设计了一种旋转扰动波发生器,在一台二级低速轴流压气机上开展了实验,并对张环等人的二维不可压缩模型^[8-9]有所发展,加入计算不同扰动扇区角度及低压区数的旋转扰动波影响的功能,使用该模型进行数值模拟计算,从实验与数值模拟角度分析旋转扰动波的动态特征(旋转频率,扰动扇区角度及扰动低压区数等)对压气机稳定裕度的影响及其与失速起始的关联性.

1 实验装置

1.1 实验对象及测试设备

实验在南京航空航天大学二级低速轴流压气机实验器上开展,设备如图1所示.该轴流压气机实验器不带进口导向器,采用轴向进气径向排气的结构布局,整个气流流道沿轴向为等面积的直环形通道,进口通过喇叭口整流,排气管道内有一个碟形阀用于控制流量,该碟形阀的最小作动角度为 0.5° ,实验中对应流量减小为 0.2 kg/s .压气

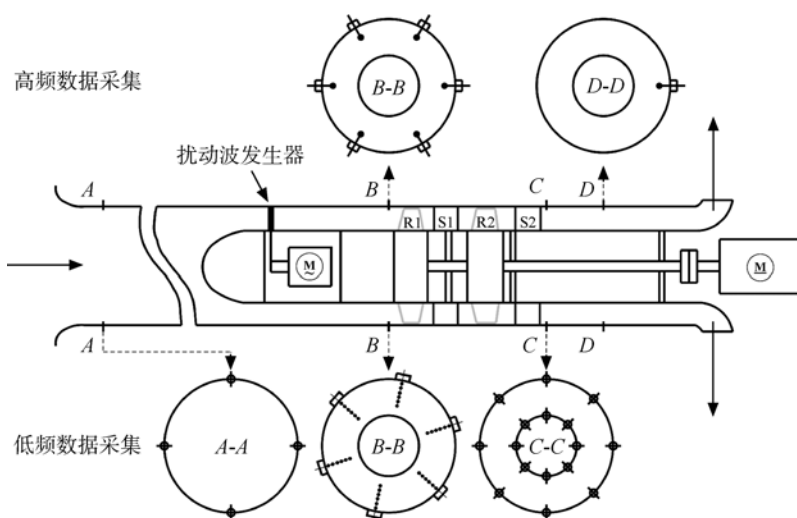


图1 二级低速轴流压气机实验器及设备

Fig. 1 Two-stage low-speed axial-flow compressor test rig and instruments

机外径为 900 mm, 轮毂比为 0.6, 设计流量为 25 kg/s, 设计转速为 1500 r/min, 实验时转速维持在 800 r/min, 对应转子叶尖速度不超过 40 m/s, 因此可认为流动不可压。

实验中使用的压力传感器根据响应频率的不同分为稳态传感器和动态传感器。稳态传感器共 56 个, 采样频率为 333 Hz, 量程为 1 psi (6895 Pa), 测量精度为 ± 3.45 Pa, 分布在 A-A, B-B 和 C-C 三个截面。A-A 截面位于第 1 级转子上游 4.7 倍直径处, 开有 4 个静压孔用于确定该截面的面平均静压, 该处的总温和总压近似等于大气参数值, 据此可以计算出压气机的流量系数。B-B 截面位于第 1 级转子前约 1 倍弦长处, 周向安装 6 支总压耙, 每支总压耙上有 6 个总压探针, 用于获取压气机进口总压。C-C 截面位于第 2 级静子后约 0.2 倍弦长处, 内外机匣上周向各有 8 个静压孔, 用于获得压气机出口静压。

动态传感器包含 7 支 Kulite 动态压力传感器, 采样频率设为 2048 Hz。6 支动态传感器位于 B-B 截面, 另一支位于压气机下游约 2 倍弦长处的 D-D 截面, 径向位置都是 90% 叶高。

1.2 旋转扰动波发生器

本实验采用了一种全新设计的旋转扰动波发生器, 该旋转扰动波发生器使用扰流棒产生气流分离形成低压区, 扰流棒固定在旋转盘上产生旋转扰动波。扰流棒与旋转盘的连接都是可拆卸的, 实验中可以方便地装拆以实现扰动扇区角度及棒的根数的改变。图 2 是旋转扰动波发生器的结构简图。

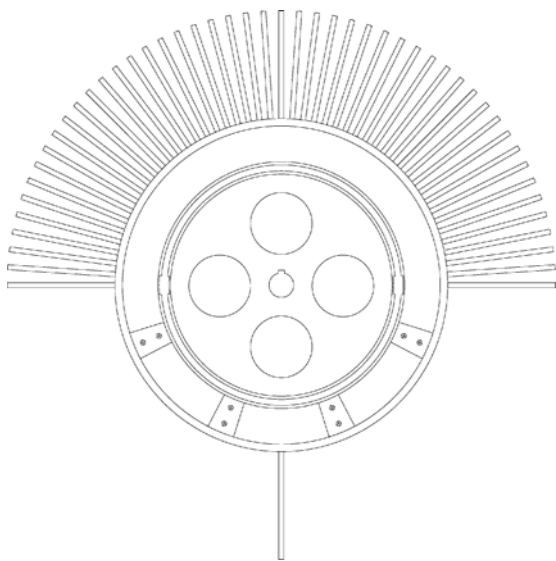


图 2 旋转扰动波发生器结构简图

Fig. 2 Sketch of the rotating disturbance generator

简图。

实验中通过改变扰流棒数配置了 5 组旋转扰动波发生器, 如图 3 所示, 扰动扇区角度有 180° , 90° , 30° 以及单根扰流棒形成的较小扰动区域, 第 5 组配置形式为周向对称插两根棒, 可形成双团低压区的旋转扰动波。

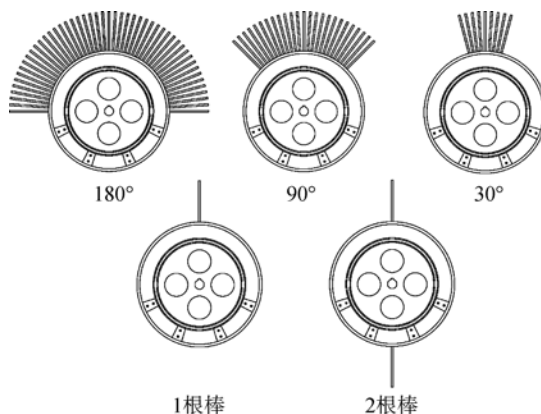


图 3 5 组旋转扰动波发生器配置形式

Fig. 3 Five configurations of the rotating disturbance generator

旋转扰动波发生器放置在压气机上游 1 倍外径处, 由一台 15 kW 直流电动机带动旋转, 转速在 0~100% 压气机转速范围内无级可调。

2 稳定边界点判断

本文主要探究旋转扰动波对轴流压气机气动稳定性的影响, 因此确定压气机在不同旋转扰动波影响下的稳定边界极为重要。阀门以较小的步长关闭, 在每一个阀门开度下由稳态传感器获得压气机在该工作点的流量系数 Φ 和总静压升系数 Ψ_{ts} , 使用快速傅里叶变换 (FFT) 对动态传感器的数据进行分析以确定此工作点下压气机是否发生失速。

图 4 是扰动扇区角度为 180° 的扰动波发生器以 80% 压气机转速旋转时压气机的总静压升特性曲线。图 5(a) 是工作点 B 的动态信号 FFT 分析结果, 横坐标相对频率 f_r 是信号频率与压气机旋转频率的比值, 纵坐标 A 为 FFT 变换后的信号频域幅值。图中相对频率为 0.8 处存在单峰值, 对应于旋转扰动波信号, 但是此时略微关小阀门减小流量系数, 则立即出现模态波 (modal wave) 信号^[10-13]和失速团信号, 如图 5(b) 所示, 表明压气机进入失速状态, 因此可将 B 点作为稳定边界点, 对应的临界稳定点流量系数 $\Phi_{cr} = 0.627$ 。

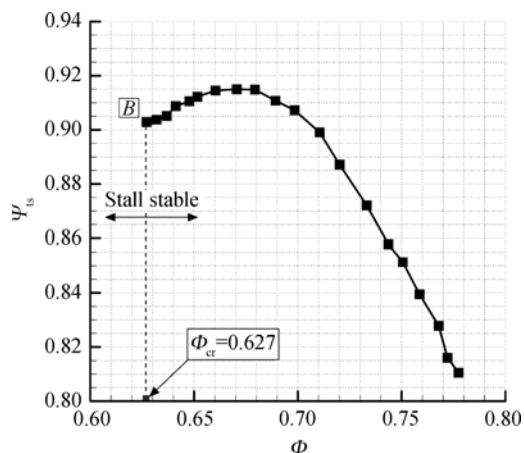


图4 旋转扰动波以80%压气机转速旋转时的压气机总静压升特性

Fig. 4 Total-to-static pressure rise characteristic with a rotating disturbance at 80% of compressor speed

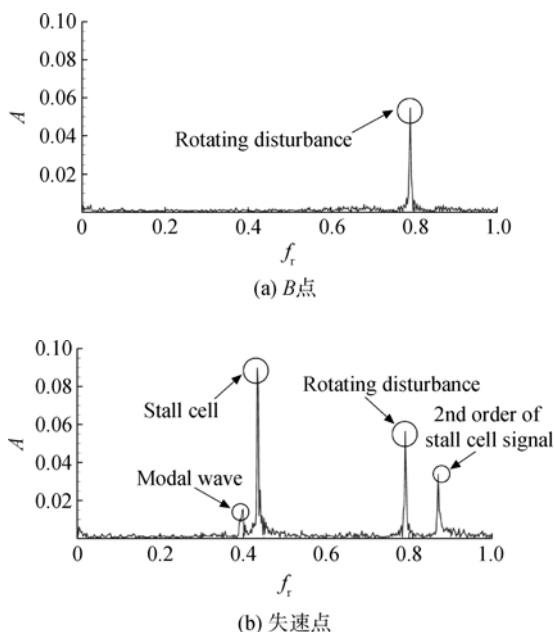


图5 稳定边界点及失速点 FFT 分析结果

Fig. 5 FFT result of boundary point and stall point

当旋转扰动波的旋转频率与失速团传播频率接近时,使用FFT分析方法则不易辨别出失速团信号,此时可以用 Stockwell 提出的 ST(stockwell transform)分析方法进行动态数据处理^[14],判断临界边界点。

3 模型简介

3.1 控制方程

图6给出的是进口带旋转扰动波的典型压缩系统的简图。该系统由旋转扰动波发生器、上游平

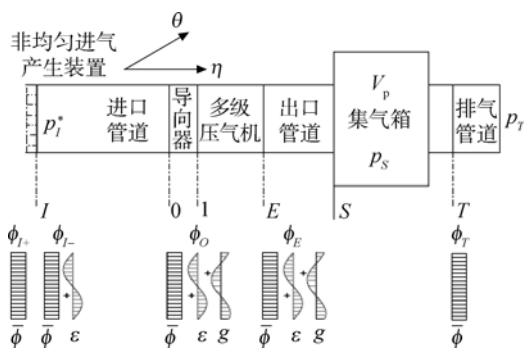


图6 带旋转扰动波的压缩系统简图

Fig. 6 Schematic diagram of compress system with rotating disturbance

直管道、带进口导向器的N级轴流压气机、下游平直管道、大容积的下游集气箱,以及排气管道和排气阀门组成。

假设气流马赫数较小,认为压气机及其上、下游管道内的流动为不可压流动,而集气箱中的流动是可压缩的,引入高轮毂比的假设,将压气机内部流动视为二维流动,忽略气流参数沿径向的变化。在本模型中,轴向速度系数 \$\phi(\phi = u/U)\$ 被分解为周向平均分量 \$\bar{\phi}\$、进气非均匀分量 \$\epsilon\$,以及轴向扰动分量 \$g\$。基于 Moore-Greitzer 理论^[15-16],导出自上游管道进口截面(I)至下游管道出口截面(S)的动态压升方程

$$\Psi'(\theta, \xi) + l_c \frac{d\bar{\phi}}{d\xi} = \Psi_c(\phi) - \left[m + \frac{1}{\alpha} \right] \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial g}{\partial \theta} - \frac{1 - K_g}{2} \left[\frac{\partial g}{\partial \theta} \right]^2 - \left[l_c \frac{\partial \epsilon}{\partial \xi} + \left[\frac{\partial g}{\partial \theta} + \frac{\gamma}{2\alpha} \right] \frac{\partial \epsilon}{\partial \theta} \right] \quad (1)$$

其中 \$\Psi'(\theta, \xi) = \frac{p_s(\xi) - p_i^*(\theta, \xi)}{\rho U^2}\$, 对其沿周向积分可得周向平均的轴向动态压升方程

$$\overline{\Psi'}(\xi) + l_c \frac{d\bar{\phi}}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[\Psi_c(\phi) - \frac{1 - K_g}{2} \left[\frac{\partial g}{\partial \theta} \right]^2 \right] d\theta - \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[l_c \frac{\partial \epsilon}{\partial \xi} + \left[\frac{\partial g}{\partial \theta} + \frac{\gamma}{2\alpha} \right] \frac{\partial \epsilon}{\partial \theta} \right] d\theta \quad (2)$$

其中

$$\overline{\Psi'}(\xi) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{p_s(\xi) - p_i^*(\theta, \xi)}{\rho U^2} d\theta = \frac{p_s(\xi) - \bar{p}_i^*(\xi)}{\rho U^2}$$

集气箱和节流阀管道中的流动为

$$\frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{4l_c B^2} [\bar{\phi}(\xi) - \bar{\phi}_T(\xi)] \quad (3)$$

其中

$$\Psi(\xi) = \frac{p_s(\xi) - p_T}{\rho U^2} = \Psi'(\theta, \xi) - \frac{p_T - p_i^*(\theta, \xi)}{\rho U^2}$$

补充阀门特性

$$\Psi = \frac{1}{2} K_T \bar{\phi}_T^2$$

式(1)~式(3)构成了本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计算分析压缩系统的稳定性和动态失速过程. 关于本模型的详细介绍参见文献[8-9].

3.2 压气机轴对称特性

本模型计算时采用了压气机准稳态轴对称特性, Koff 和 Greitzer 论证了压气机的轴对称特性是一段光滑的 S 形曲线, 可用三次曲线来表示^[17], 表达式如下:

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

通过拟合均匀进气条件下的压气机压升特性实验数据得到模型计算所需的压气机轴对称特性: 轴向速度系数 $\phi=0$ 时压气机的总静压升系数 $\Psi_{c0} = -0.06905$, 特性线的半宽 $W = 0.33621$, 特性线的半高 $H = 0.56239$, 曲线如图 7 所示.

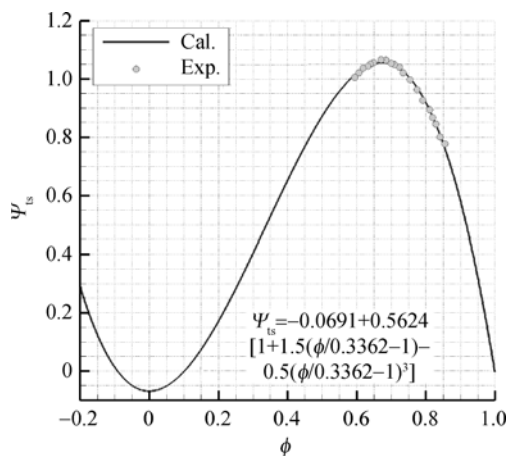


图7 压气机轴对称特性曲线

Fig. 7 Compressor axisymmetric characteristic curve

3.3 旋转扰动波形式

模型中通过给定总压分布反映进气周向非均匀性. 压缩系统进口总压分布为

$$\frac{p_T - p_i^*(\theta, \xi)}{\rho U^2} = \sigma(\theta, \xi)$$

为了探究旋转扰动波的扰动扇区角度和低压区数的影响, 针对各自主要特征分别给出总压分布形式. 当考虑扰动扇区角度的影响时, 通过差分

方法给出方波形式的总压分布, 低压区范围为扰动扇区角度确定的区域, 低压区幅值记为 $A_d = (p_T - \overline{p_i^*}) / \rho U^2$, 扰动波相对压气机的旋转频率记为相对频率 ω . 当考虑旋转扰动波低压区团数的影响时, 给定正弦波形式的总压分布 $\sigma(\theta, \xi) = A_d \times [1 - \sin n(\theta - \omega\xi)]$. 其中 A_d 和 ω 分别为旋转扰动波的幅值和相对频率, n 为旋转扰动波的低压区团数.

以下数值计算中 A_d 值都取 0.01.

4 结果分析

4.1 扰动扇区角度对压气机气动稳定性影响

4.1.1 压气机稳定边界

本文实验研究了旋转扰动波的旋转频率对压气机稳定边界的影响, 前人的研究表明旋转扰动波与压气机反向旋转时对压气机稳定边界的影响很小^[1,5-7], 所以实验中将旋转扰动波发生器设为与压气机同向旋转, 转速范围为 0~100% 的压气机转速, 每个转速下实验得到压气机的稳定边界点.

图 8 是扰动扇区角度为 180° 的旋转扰动波发生器在不同转速下压气机的稳定边界点. 图中横坐标 $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}$ 为旋转扰动波发生器转速与压气机转速之比, 纵坐标 Φ_{cr} 为临界稳定点流量系数. 工作点在实线以上代表压气机稳定, 工作点在实线以下代表发生失速, 虚线代表均匀进气时的 Φ_{cr} , 可以发现在转速比为 45% 左右临界稳定点流量系数存在一个峰值, 当旋转扰动波发生器以此转

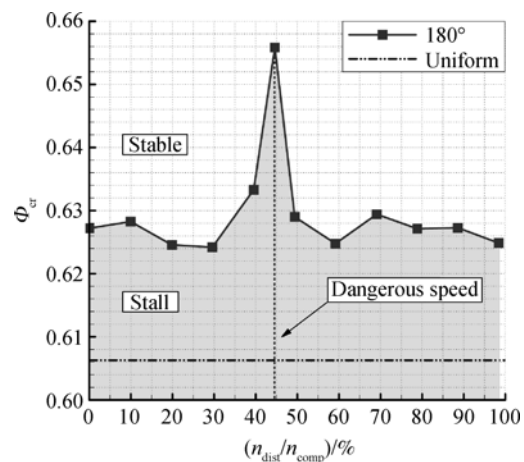


图8 扰动扇区角度为 180° 的旋转扰动波发生器在不同转速比下压气机的 Φ_{cr}

Fig. 8 Φ_{cr} at different speed ratios of the 180° rotating disturbance generator

速转动时,压气机的稳定裕度损失最大,称该旋转频率为“危险频率”。

为了探究旋转扰动波扰动扇区角度对压气机稳定边界的影响,将发生器扰动扇区角度减小至 90° ,实验结果如图 9 所示,由于扰动扇区角度减小了一半,临界稳定点流量系数 Φ_{cr} 几乎在每一个转速比下都有明显的减小,但是在转速比为 45% 左右依然存在一个峰值,也就是说“危险频率”并没有改变。

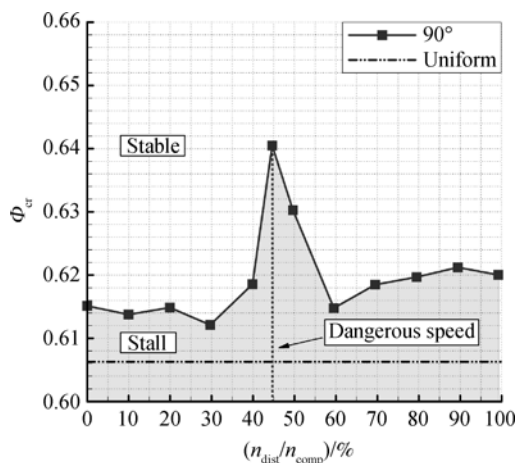


图 9 扰动扇区角度为 90° 的旋转扰动波发生器在不同转速比下压气机的 Φ_{cr}

Fig. 9 Φ_{cr} at different speed ratios of the 90° rotating disturbance generator

将旋转扰动波发生器的扰动扇区角度继续减小到 30° ,得到的实验结果如图 10 所示. 临界稳定点流量系数 Φ_{cr} 相较于扰动扇区角度为 90° 的发生器的实验结果总体趋势上继续减小,转速比为

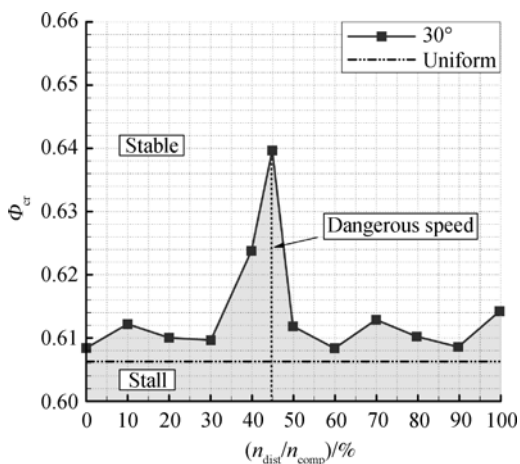


图 10 扰动扇区角度为 30° 的旋转扰动波发生器在不同转速比下压气机的 Φ_{cr}

Fig. 10 Φ_{cr} at different speed ratios of the 30° rotating disturbance generator

45% 左右仍然存在一个 Φ_{cr} 的峰值,不过 Φ_{cr} 值与扰动扇区角度为 90° 的发生器在转速比为 45% 下的 Φ_{cr} 值相比变化不大。

下面从模型角度分析不同扰动扇区角度下压气机稳定边界的变化. 在模型中给定方波形式的周向旋转扰动波,改变其转速和扰动扇区角度,得到的结果如图 11 所示,图中的纵坐标是扰动存在条件下的临界稳定边界流量系数,可以发现在转速比为 42%~47% 范围内,在 3 个扰动扇区角度下稳定裕度损失都很大,同实验结果反映出的一样,“危险频率”不随扰动扇区角度的变化而改变。

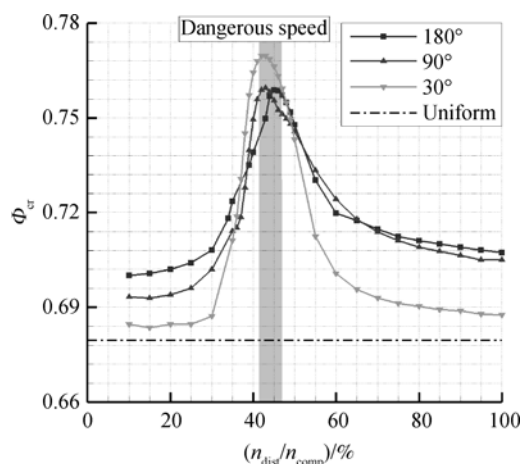


图 11 不同扰动扇区角度下稳定边界的模型计算结果

Fig. 11 Calculate results of Φ_{cr} with different disturbed sectors

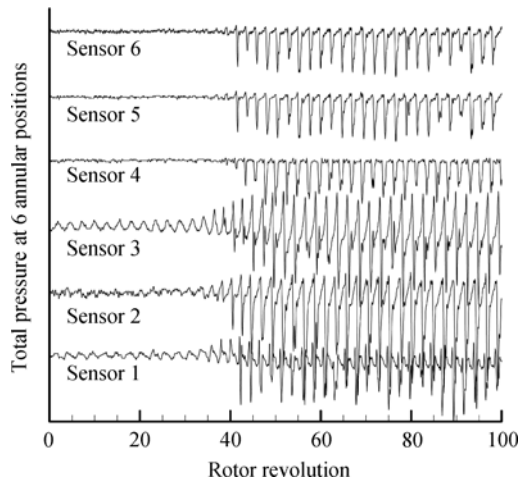
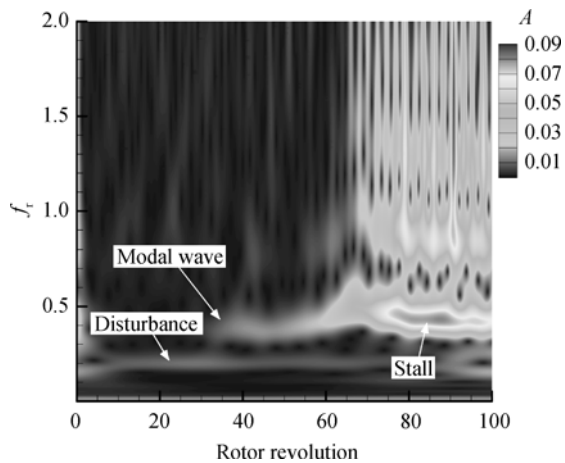
4.1.2 失速特性

由本实验台上之前的实验数据可知^[18],该压气机的失速起始类型为模态波,本节着重讨论旋转扰动波与模态波之间的关联。

上一节结论表明扰动扇区角度并不会改变“危险频率”,因此下面将选择扰动扇区角度为 180° 的情况进行失速特性的讨论。

图 12 给出的是 B-B 截面周向 6 个 Kulite 动态压力传感器获得的总压数据,图中横坐标为转子旋转周期. 此时的转速比 $n_{dist}/n_{comp}=0\%$,即旋转扰动波发生器静止. 图中约 45 个转子旋转周期处形成完全发展的旋转失速,并且由于 1 号到 3 号传感器处于受扰动区域,压力脉动的幅值明显强于未受扰动区域。

扰动波发生器开始旋转后,可以使用 ST 方法来分析及区分旋转扰动波信号和模态波信号. 图 13 是转速比 $n_{dist}/n_{comp}=20\%$ 时的失速起始特性图谱,相对频率 $f_r=0.2$ 始终存在一个信号,对

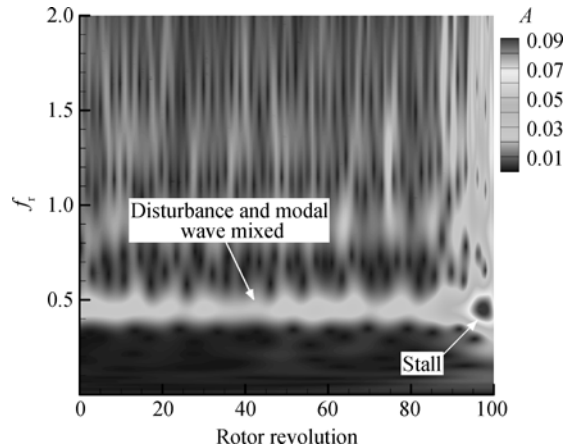
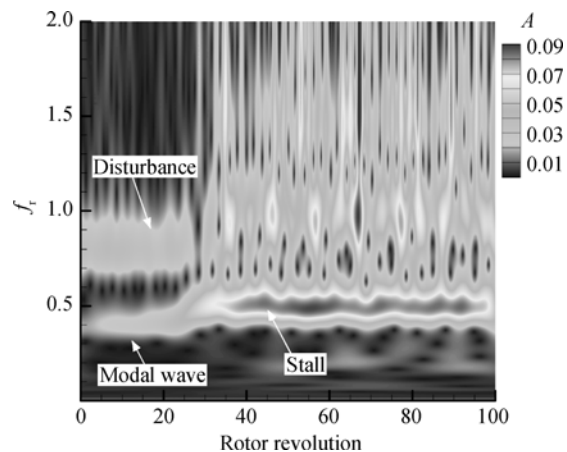
图 12 转速比 $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=0$ 时的失速起始Fig. 12 Stall inception at $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=0$ 图 13 转速比 $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=20\%$ 时的失速起始Fig. 13 Stall inception at $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=20\%$

应于旋转扰动波,到大概 35 个转子旋转周期时出现了模态波信号,相对频率约为 0.4,在大约 45 个转子旋转周期内模态波的幅值逐渐增大,最后发展为旋转失速。

扰动波发生器以“危险频率”旋转时,转速比 $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=45\%$,压气机失速起始如图 14 所示,旋转扰动波与模态波混合在一起,约 90 个转子旋转周期后发展成旋转失速,但无法清楚地观察到模态波的出现发展过程。

当转速比高于 45% ,扰动波信号又与失速起始信号分离开,图 15 是 $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=80\%$ 时的失速起始特性图谱。0 时刻出现模态波,经过 30 个转子旋转周期发展成旋转失速。

前面提到在“危险频率”附近旋转时旋转扰动波与模态波混合在一起无法分辨,可以从动态压力信号分离出旋转扰动波基频信号,得到模态波

图 14 转速比 $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=45\%$ 时的失速起始Fig. 14 Stall inception at $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=45\%$ 图 15 转速比 $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=80\%$ 时的失速起始Fig. 15 Stall inception at $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=80\%$

的基频信号,图 16 给出的 3 种转速比下的模态波基频分量的发展。基频信号中曲线斜率开始增大的点定义为失速起始发展的开始,斜率为零的点定义为失速起始的结束点,由此可以得到从模态波发展为旋转失速的时间。图中模态波发展起始点人为地定为最大幅值的 10% ,明显看出转速比为 45% 时所用时间最短,仅为 10 个转子旋转周期(图中表示为 10 rev.)。

对于扰动扇区角度为 180° 的扰动波,相同的初始工作点流量系数下使用模型计算 30% , 45% 和 80% 三个转速比下的动态失速过程,得到周向 6 个位置的轴向速度随时间的发展过程,如图 17~图 19 所示。

转速比为 45% 时不到 5 个转子旋转周期压缩系统就进入旋转失速,比转速比为 30% 和 80% 下的失速都快得多。图中阴影部分代表旋转扰动波影响区域,可以看出未发生失速时阴影区域气

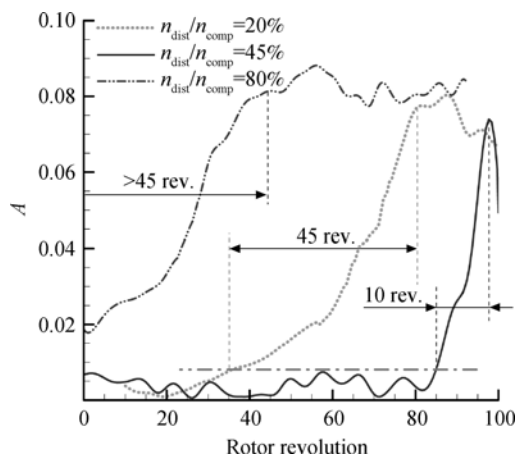


图16 模态波基频分量的发展

Fig. 16 Development of the modal wave's fundamental frequency component

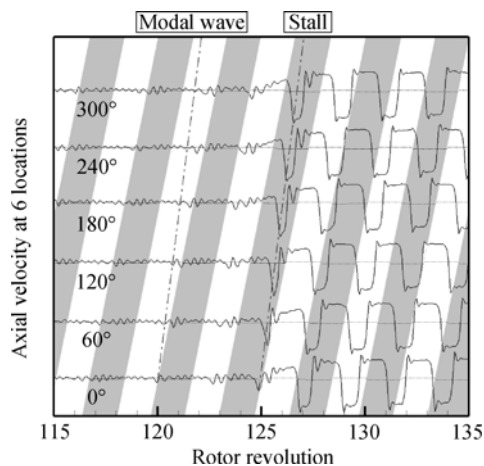
图17 转速比 $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=30\%$ 时失速起始的计算结果

Fig. 17 Calculate result of stall inception at

$$n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=30\%$$

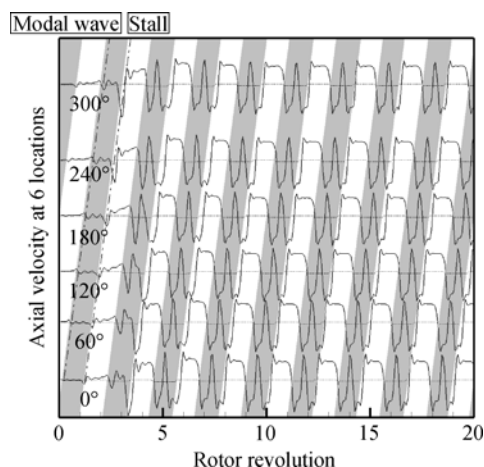
图18 转速比 $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=45\%$ 时失速起始的计算结果

Fig. 18 Calculate result of stall inception at

$$n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=45\%$$

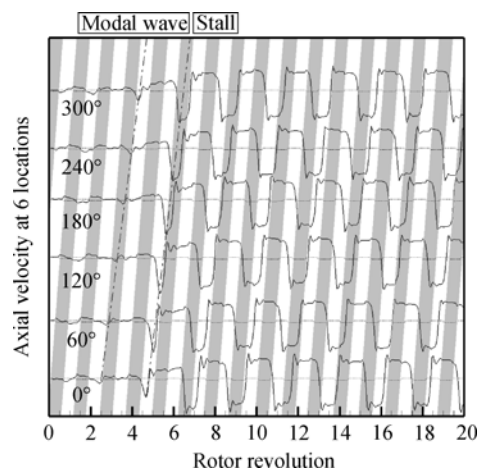
图19 转速比 $n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=80\%$ 时失速起始的计算结果

Fig. 19 Calculate result of stall inception at

$$n_{\text{dist}}/n_{\text{comp}}=80\%$$

流脉动的幅值明显强于非阴影区域,因为当压气机叶片进入旋转扰动波影响区域时,总压的亏损导致局部流量系数下降,当达到临界稳定点流量系数后压缩系统进入不稳定状态产生模态波波动.如果扰动波转速低于或高于“危险频率”,促发的波动由于速度差进入低压区或者未受影响区,波动在低压区内得到发展,反应在图中就是阴影部分波动更为强烈.只有扰动波的旋转速度在“危险频率”附近时,触发的模态波与旋转扰动波同步旋转并始终处于其影响下,模态波得到不断叠加,迅速发展为旋转失速.

4.2 扰动团数对压气机气动稳定性影响

4.2.1 压气机稳定边界

对比前3组旋转扰动波发生器做出的实验结果可以发现,“危险频率”不随扰动扇区角度的减小而改变,为了探究极小扰动扇区角度下旋转扰动波对压气机稳定性的影响,又进行了单根扰流棒的实验,实验结果见图20. “危险频率”依然对应于转速比为45%处,转速比低于或高于45%时旋转扰动波对压气机的稳定边界几乎没有影响,而在转速比为45%时临界稳定点流量系数接近30°扇区时的水平,这就说明较微弱的旋转扰动波以压气机的“危险频率”转动时对压气机的稳定边界影响还是较大的,因此低压压气机的单个或相邻几个叶片发生分离对下游压气机的稳定性影响是不可忽视的,此时需注意上下游压气机的转速比设定要避开“危险频率”的范围.

前面探讨的都是单个低压区旋转扰动波的影响

响,为了探究旋转扰动波低压区团数的影响,又设置了图3中的第5种情况,单个低压区旋转时转速比为45%时压气机稳定裕度损失最大,直观地设想两个相同的低压区同时旋转,转速比在22.5%时可达到单个低压区以转速比为45%旋转时相同效果,但实验结果如图21所示,转速比为45%时 Φ_{cr} 达到峰值,“危险频率”依然没有改变.两根棒的实验结果表明增加更多的低压区,“危险频率”依然不会改变.

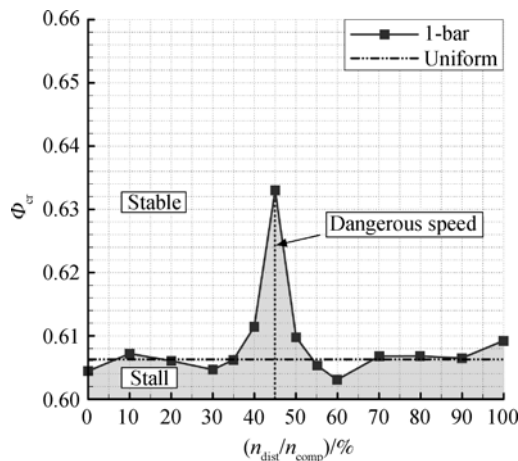


图20 1根棒旋转扰动波发生器在不同转速比下压气机的 Φ_{cr}

Fig. 20 Φ_{cr} at different speed ratios of the 1-bar rotating disturbance generator

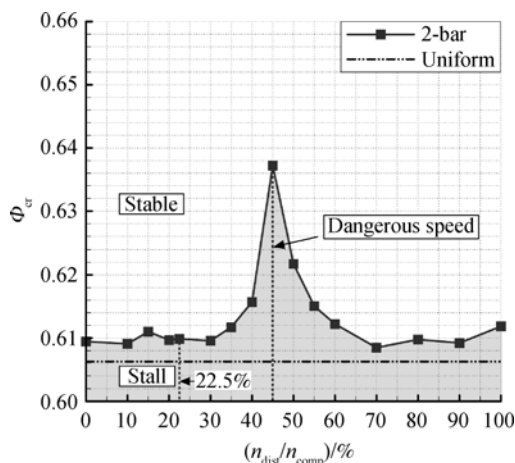


图21 2根棒旋转扰动波发生器在不同转速比下压气机的 Φ_{cr}

Fig. 21 Φ_{cr} at different speed ratios of the 2-bar rotating disturbance generator

模型计算的结果同样也与实验结果相符合,如图22,图中给出了1个、2个和4个低压区旋转扰动波影响下的压缩系统稳定边界,在转速比为45%附近3种情况下临界稳定点流量系数 Φ_{cr} 都

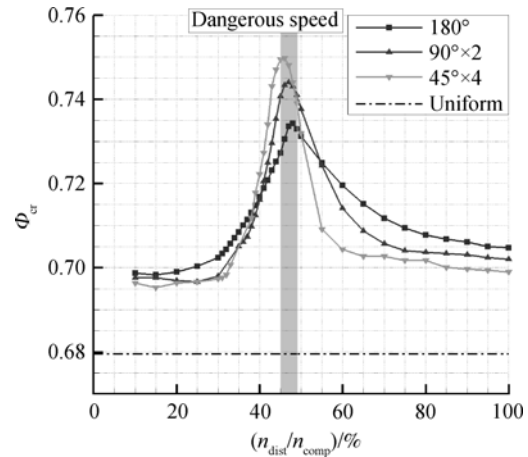


图22 不同扰动团数下稳定边界的模型计算结果

Fig. 22 Calculate results of Φ_{cr} with different disturbed cells

存在一个峰值,“危险频率”不随旋转扰动波低压区数的变化而改变.

基于以上实验及模型分析的结果,有理由相信在扰动波发生器上安装更多的扰流棒(比如4根、8根),“危险频率”依然不会改变.因此,可以将低压压气机转子叶片看成是一根根扰流棒,转子旋转后对下游压气机产生非定常扰动,扰动频率为叶片通过频率(BPF),BPF是转子旋转频率的 N 倍, N 为转子叶片数,实验结果表明转子旋转频率与下游压气机稳定性相关,“危险频率”不随 N 的变化而改变,这对高低压压气机的转速匹配有很大的参考价值.

4.2.2 失速特性

使用之前的方法分析了2根棒扰动波发生器的模态波发展情况,如图23.转速比为45%时模

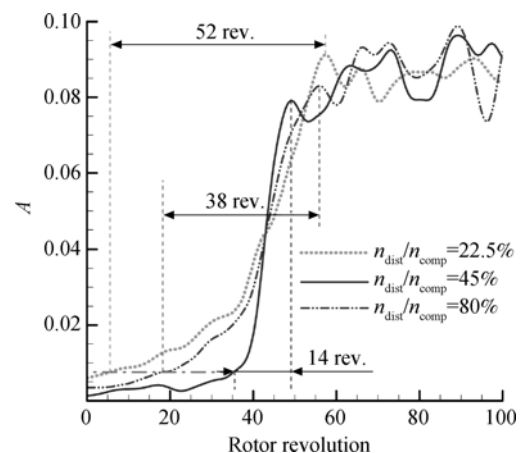


图23 模态波基频分量的发展(2根棒)

Fig. 23 Development of the modal wave's fundamental frequency component (2-bar)

态波发展成旋转失速的时间同样是最短的。

由以上的结果可知,模态波的传播速度与旋转扰动波的转速是有一定关联的。当扰动波以“危险频率”旋转时,模态波将以同样的速度传播。同时模态波的发展速度也与旋转扰动波的转速息息相关,当扰动波以“危险频率”旋转时,模态波发展成旋转失速的过程用时最短,并且此时压气机的稳定裕度损失最大。

5 结 论

本文实验探究了旋转扰动波对压气机气动稳定性的影响,并辅以基于二维不可压缩模型的理论分析,主要获得以下结论:

- 1) 旋转扰动波会诱发压气机失速。
- 2) 旋转扰动波的扰动扇区角度越大对下游压气机的稳定裕度影响也越大。
- 3) 旋转扰动波扰动扇区角度的改变不会带来“危险频率”的变化。当扰动波以“危险频率”旋转时,即使周向范围很小,对压气机的稳定裕度也会产生显著的影响。
- 4) 当旋转扰动波存在多个低压区时,压气机的“危险频率”不会发生变化。压气机的稳定边界与每一个低压区的旋转频率相关。
- 5) 当扰动波以“危险频率”旋转时,模态波会以相同的频率传播,并且在旋转扰动波的影响下模态波更容易得到发展,进而较快地发展成旋转失速。

参考文献:

- [1] 李传鹏,胡骏. 旋转进气畸变对轴流压气机气动稳定性影响实验研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(4): 433-437.
LI Chuanpeng, HU Jun. Effects of rotating inlet distortion on a 5-stage HP-compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(4): 433-437. (in Chinese)
- [2] Schäffler A, Miatt D C. Experimental evaluation of heavy fan-high-pressure compressor interaction in a three-shaft engine: Part I experimental setup and results[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107(4): 828-832.
- [3] Schäffler A, Miatt D C. Experimental evaluation of heavy fan-high-pressure compressor interaction in a three-shaft engine: Part II analysis of distortion and fan loading[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 108(1): 171-174.
- [4] Ludwig G R, Nenni J P, Arendt R H. Investigation of rotating stall in axial flow compressors and the development of a prototype rotating stall control system[R]. Technical Report No. US-AFAPL-TR-73-45, 1973.
- [5] Longley J P, Shin H W, Plumley R E, et al. Effects of rotating inlet distortion on multistage compressor stability[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(2): 181-188.
- [6] Peters T, Bürgener T, Fottner L. Effects of rotating inlet distortion on a 5-stage HP-compressor[R]. ASME Paper 2001-GT-0300, 2001.
- [7] Peters T, Fottner L. Effects of co- and counter-rotating inlet distortion on a 5-stage HP-compressor[R]. ASME Paper GT-2002-30395, 2002.
- [8] 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)
- [9] 张环. 旋转总压畸变对压气机稳定性影响的研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2009.
ZHANG Huan. An investigation of effects of rotating total pressure distortion on aerodynamic stability of compressors[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2009. (in Chinese)
- [10] McDougall N M, Cumpsty N A, Hynes T P. Stall inception in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1): 116-123.
- [11] Garnier V H, Epstein A H, Greitzer E M. Rotating waves as a stall inception indication in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2): 290-302.
- [12] Day I J. Stall inception in axial flow compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 1-9.
- [13] Camp T R, Day I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 116-125.
- [14] Stockwell R G, Mansinha L, Lowe R P. Localization of the complex spectrum: the S transform[J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 1996, 44(4): 998-1001.
- [15] Moore F K, Greitzer E M. A theory of post-stall transients in axial compressor system: Part I development of equations[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1986, 108(1): 68-76.
- [16] Greitzer E M, Moore F K. A theory of post-stall transients in axial compressor system: Part II application[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1986, 108(2): 231-239.
- [17] Koff S G, Greitzer E M. Stalled flow performance for axial compressors: Part I axisymmetric characteristics[R]. ASME Paper 84-GT-93, 1984.
- [18] 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)

(编辑: 秦理曼)