

旋转失速激振力作用下航空发动机 转子振动特性

范伟, 李建兰, 刘建雄, 高伟, 黄树红
(华中科技大学 能源与动力工程学院, 武汉 430074)

摘 要: 为分析转子系统在压气机旋转失速故障作用下的横向振动, 针对某型航空发动机转子系统, 根据 Mansoux 模型推导了旋转失速下的压力、流量脉动响应及旋转失速横向激振力模型, 并结合不平衡力、碰摩力模型, 建立了航空发动机转子系统的动力学模型。仿真计算了不同工况下旋转失速激振力对转子系统振动响应, 通过轴心轨迹图、频谱图、Poincare 图、Bode 图分析了旋转失速激振力对转子系统稳定性的影响。结果表明: 旋转失速引起压气机转子强烈的非线性振动, 并主要是低频振动。研究成果可为航空发动机设计和振动监测提供技术支持。

关 键 词: 航空发动机转子系统; 旋转失速; Mansoux 模型; 激振力; 振动特性

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Aeroengine rotor system vibration characteristics under action of rotating stall transverse load

FAN Wei, LI Jian-lan, LIU Jian-xiong, GAO Wei, HUANG Shu-hong
(School of Energy and Power Engineering,
Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: To analyze the transverse vibration in rotor system caused by rotating-stall, a dynamical rotor system model with the transverse load by the fluctuation of pressure and flow coefficient was proposed by Mansoux model coupling with unbalance and rubbing load. Numerical calculation technology was used to investigate the vibration characteristics of rotor system under the conditions with/without the action of transverse load respectively. Furthermore, the influence of transverse load on the stability of rotor system was analyzed by axes contrails, spectrogram, Poincare figures and Bode figures at the same time. It indicates that the vibration of compressor caused by stall is nonlinear and mainly dominated by low frequency. This provides a certain theoretical basis and methods for reference for the aircraft engine design and vibration monitoring.

Key words: aeroengine rotor system; rotating stall; Mansoux model; transverse load; vibration characteristics

旋转失速通常是喘振的先兆, 是航空发动机的一种危险工况。当航空发动机转子转速一定而

空气流量减少到一定程度时, 压气机就会进入旋转失速状态。由于旋转失速使压气机出口速度及

收稿日期: 2015-08-27

作者简介: 范伟(1989—), 男, 硕士生, 主要从事航空发动机转子系统振动故障研究。

引用格式: 范伟, 李建兰, 刘建雄, 等. 旋转失速激振力作用下航空发动机转子振动特性[J]. 航空动力学报, 2017, 32(5): 1120-1130.
FAN Wei, LI Jianlan, LIU Jianxiong, et al. Aeroengine rotor system vibration characteristics under action of rotating stall transverse load[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(5): 1120-1130.

压力出现周期性脉动,激起叶片颤振,并在转子系统上引起不平衡力导致轴系振动增大,严重时甚至引起喘振,严重危害飞机的安全运行.因此,开展旋转失速研究对预防喘振具有积极意义.

目前,对于旋转失速的研究主要集中于机理研究、失速控制及失速预测方面.许多学者采用 MG(Moore-Greitzer)模型和 Mansoux 模型开展了大量的机理研究. MG 模型是 Moore 和 Greitzer^[1-2]根据极限环理论和小扰动假设对压缩系统建立的非线性集中参数模型,而 Mansoux 模型^[3]是在 MG 模型基础上建立的高阶离散化的模型,解决了 MG 模型只采用 1 阶截断无法刻画压气机流场详细信息的问题, Mansoux 模型精度更高,仿真结果与实验结果获得的流场数据更加吻合.近年来 MG 模型和 Mansoux 模型理论研究进展主要集中在失速主动控制方面,刘震雄等^[4]推导了含紧连阀的 3 阶 MG 数学模型,并运用反推法构造旋转失速控制系统,仿真结果证明控制系统有效抑制压缩机旋转失速的发生,扩大了压缩机的稳定工作范围.于兰兰等^[5]提出一个基于 MG 模型的主动抑制旋转失速的理论模型,研究系统参数对抑制效果的影响. Yoon 等^[6]在 MG 模型中加入节流阀控制模型,并利用叶轮轴向间隙影响压缩系统静态和动态稳定性. Salunkhe 等^[7]采用反馈控制策略对旋转失速进行控制,并在一台存在进气扰动的单级轴流压气机进行了实验研究,结果表明控制策略可以推迟旋转失速的发生.由于 MG 模型和 Mansoux 模型本身可以预测压缩系统在定常情况下受到扰动以后的瞬时响应,因此也可以用于失速预测方面.文彬鹤^[8]利用确定学习理论提出一个基于高阶 Mansoux 模型的轴流压气机旋转失速检测方法,并通过实验验证了检测方法的有效性. Yu 等^[9]在 MG 模型的基础上利用 Lyapunov 指数谱预测旋转失速和喘振的发生,并对预测方法进行了仿真分析与验证.

压气机旋转失速会引起流场分布不均,从而对转子系统产生横向激振力,引起轴系振动.然而,目前针对旋转失速激振力引起的振动响应研究并不多.冯国权等^[10]在发动机喘振实验中测得喘振压力脉动信号,进行 FFT(fast Fourier transform)分析和相关分析,识别出旋转失速时失速团的旋转速度,推导出整个截面的压力分布,进而得到了旋转失速对转子的横向载荷作用力. Yan 等^[11]利用冯国权建立的旋转失速激振力模型,采用数值计算方法研究了压气机整机振动响

应,仿真计算结果与实验结果比较吻合.史亚杰、洪杰等^[12-13]也在冯国权模型的基础上利用有限元方法对转子系统的动力响应进行了数值模拟.上述旋转失速激振力模型主要是基于拟合和实验分析建立的,而本文尝试从机理建模角度建立压气机旋转失速激振力模型,并结合不平衡力、碰摩力模型建立转子系统的动力学模型,仿真计算转子系统的振动响应,分析旋转失速激振力对转子系统稳定性的影响,为发动机的设计以及现场振动故障诊断参考.

1 旋转失速激振力模型

航空发动机压气机系统的结构如图 1 所示, $1, 2, \dots, 2N+1$ 表示压气机级轴向 A-A 位置所在截面沿周向均匀分布的 $2N+1$ 个位置点.

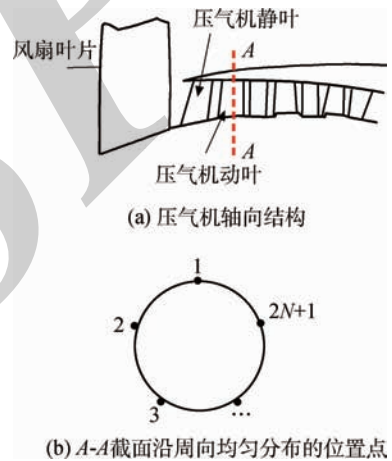


图 1 压气机系统结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of compressor system

根据 Mansoux 模型,可建立压气机系统的流量和压力的平衡方程

$$\begin{cases} E \cdot \dot{\phi} = -A \cdot \varphi + \Psi_c(\phi) - T \cdot \bar{\psi} \\ \dot{\bar{\psi}} = \frac{1}{4l_c B^2} (S \cdot \phi - \Phi(\bar{\psi})) \end{cases} \quad (1)$$

式中 ϕ 为流量系数序列, $\phi = \{\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_{2N+1}\}$; ϕ_i 为在截面 A 周向均匀分布的位置点 i 处的流量系数; $\bar{\psi}$ 为压气机出口处的平均增压系数; l_c 为压气机的气动特征长度; E, A, T, S 具体表达式参见文献[3].

根据式 (1),取 $2N+1$,可得到关于压气机局部发生旋转失速的仿真结果,如图 2 所示.图 2 中 $\phi_1 \sim \phi_5$ 分别为压气机周向均匀分布的 5 个位置点的流量系数.

王春瑞^[14]对压气机旋转失速实验结果计算发现,当压气机发生局部旋转失速时,由于失速团

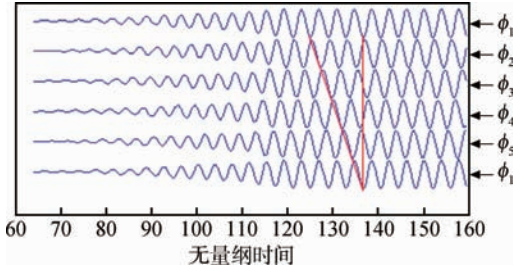


图2 压气机旋转失速流量系数仿真结果

Fig. 2 Simulation results of flow coefficient under rotating stall of compressor

沿着周向传播,压气机周向不同位置的流量系数之间存在相位差,即流量系数出现脉动.当压气机流量系数发生脉动时,波谷是流量系数最小的时刻,即失速团所到达的位置.因此,在图2中连接两条 ϕ_1 波谷值,并向前连接最近的 ϕ_5 到 ϕ_1 的波谷值,即可计算出在一个周期内 ϕ_1 共出现3个波谷值,说明此时失速团个数为3个.

旋转失速的周向传播频率为

$$f_z = \frac{T_r}{T_\phi} \cdot \frac{n}{N} \quad (2)$$

式中 T_r 为转子周期, T_ϕ 为流量系数波动周期, n 为转子转速, N 为失速团个数.

当压气机局部发生旋转失速时,由于失速团的脉动导致气流对转子系统产生不均匀的周向气流激振力,引起转子系统的振动,危害航空发动机的安全运行.由式(1)可以看到,Mansoux模型可以计算得到压气机周向不同位置处的流量系数以及出口处的周向平均值,但是无法获得周向压力系数的脉动周期,因此,无法直接计算失速团对转子系统的气流激振力.然而蒋康涛^[15]在实验中发现,旋转失速发生时压力信号和流量信号具有相同的脉动周期,因此本文通过求解流量脉动周期来获得压力脉动周期.

一般情况下,旋转失速的失速团在周向不完全对称时,就会对转子产生径向作用力.假设叶轮发生局部旋转失速,某流道发生堵塞时流速为零,此时该流道叶轮的增压作用失效,该流道内的压力为级前压力 p_1 (如图3所示),而未发生旋转失速流道的出口压力 p_2 为

$$p_2 = p_1 + \frac{1}{2} \bar{\phi} \rho U^2 \quad (3)$$

式中 ρ 为气体密度, U 为压气机转子平均半径处的线速度.每个失速团的平均周向角度范围可以表示为

$$\sigma = \frac{\bar{\phi} - \bar{\phi}'}{\bar{\phi}} \cdot \frac{2\pi}{N} \quad (4)$$

式中 $\bar{\phi}'$ 为发生旋转失速之后压气机出口处的平均增压系数.在压气机出口整个圆周范围内,压力 $p(\theta)$ 为

$$p(\theta) = \begin{cases} p_1 (\theta \in N\sigma) \\ p_2 (\theta \notin N\sigma) \end{cases} \quad (5)$$

旋转失速激振力主要由压力系数和流量系数分布不均导致的旋转失速径向力和旋转失速切向力.图3显示了单个失速团的受力情况.

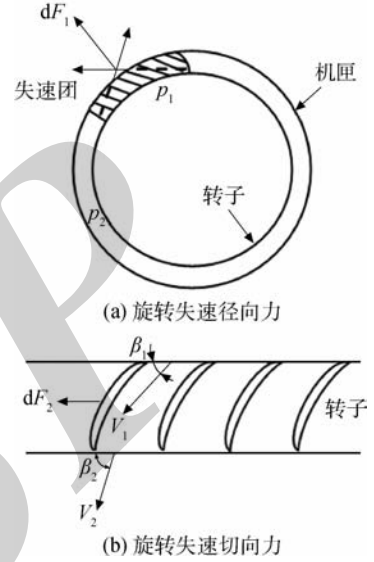


图3 失速团激振力示意图

Fig. 3 Diagram of transverse load with stall cells

旋转失速径向力形成原因是由于失速团压力小,受到相邻通道力的作用.每个失速团的受力方向如图3中 dF_1 所示.当存在多个失速团时,总的合力要通过周向积分得到

$$F_1 = \int_0^{2\pi} r l p(\theta) d\theta \quad (6)$$

式中 F_1 为旋转失速径向力; l 为失速团的轴向长度,取该级动叶的轴向长度; r 为叶轮半径.

图3(b)表示旋转失速切向力对转子作用力示意图,由于动叶的进气和出气角不同,气流经过动叶时会施加给转子一个力,方向如 dF_2 所示.当没有发生旋转失速时, dF_2 沿着周向积分等于零.但是当存在一个或多个失速团时, dF_2 周向积分大于零,也会对转子的横向振动产生影响.合力的大小为

$$F_2 = \int_0^{2\pi} \rho(\theta) V^2(\theta) l t (\cot \beta_1 - \cot \beta_2) d\theta \quad (7)$$

式中 F_2 为旋转失速切向力; $V(\theta)$ 为气流速度; β_1 , β_2 分别为动叶进气角和出气角; $\rho(\theta)$ 为密度,当位于失速团内 $\rho(\theta)$ 取级前的密度,在非失速区内 $\rho(\theta)$ 取级后压力.

综上,失速团对转子的总的合力在 x 和 y 方向上为

$$\begin{cases} F_x(t) = \cos(2\pi f_z t) \int_0^{2\pi} l r p(\theta) d\theta + \cos\left(2\pi f_z t + \frac{3\pi}{2}\right) \int_0^{2\pi} \rho(\theta) V^2(\theta) l t (\cot\beta_1 - \cot\beta_2) d\theta \\ F_y(t) = \sin(2\pi f_z t) \int_0^{2\pi} l r p(\theta) d\theta + \sin\left(2\pi f_z t + \frac{3\pi}{2}\right) \int_0^{2\pi} \rho(\theta) V^2(\theta) l t (\cot\beta_1 - \cot\beta_2) d\theta \end{cases} \quad (8)$$

2 航空发动机转子动力学模型

2.1 转子模型的简化

本文以某机型的涡扇发动机为研究对象. 航空发动机通常采用双转子系统, 典型的双转子航空发动机由低压转子和高压转子组成, 其中低压转子上布置有风扇、低压压气机和低压涡轮, 高压转子上布置高压压气机和高压涡轮. 低压转子和高压转子之间不设中介轴承, 它们之间的振动主要通过机匣耦合, 振动互相影响小. 由于高压转子转速快, 特性曲线陡峭, 发生旋转失速后容易导致喘振, 而低压转子转速低, 旋转失速更容易稳定存在, 因此本文重点研究低压压气机的旋转失速振动现象.

根据集总质量法, 可以将风扇、压气机和涡轮分别简化为一个轮盘, 以集总质量的形式作用于其质心上, 假设碰摩发生于轮盘上; 两边轴承为滚动轴承, 机匣和轴承支撑都为刚性; 各质点仅考虑质量、刚度、阻尼; 轮盘处存在质量偏心. 简化后的低压转子系统动力学模型如图 4 所示, 图中质点 1, 3, 9 为风扇、压气机、涡轮轮盘处的等效质量点; 质点 4, 6, 10 为轴承处的等效质量点; 质点 5, 7 为轴段的过渡质量点; 质点 2 和质点 8 为分支点等效质量点.

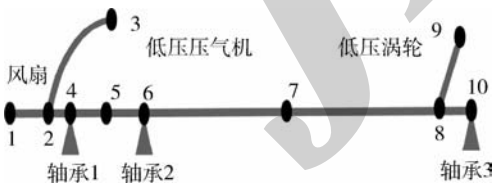


图 4 低压转子系统结构示意图

Fig. 4 Structure diagram of low-pressure rotor system

轴承质点处存在轴承力, 轮盘质点处存在偏心力和碰摩力, 因此, 需要建立轴承力, 不平衡力和碰摩力模型.

2.2 不平衡力模型

转子的径向平面内所受的力, 主要可以分为两类: 定向力和交变力或周期变向力. 其中定向力的作用方向不随旋转而变, 如质点的重力. 交变力指力的作用方向跟随转子旋转, 如轮盘的质量偏心引起的离心力, 其作用方向随转子旋

转而周期变化. 由于转子旋转时, 轮盘的质量偏心会造成方向周期变化, 因此离心力可以用轮盘的质量偏心来模拟. 不平衡力在水平方向和垂直方向的分力为

$$\begin{cases} F_x = m e \omega^2 \cos(\omega t) \\ F_y = m e \omega^2 \sin(\omega t) - m g \end{cases} \quad (9)$$

式中 m 为轮盘质量, e 为轮盘质量偏心距, ω 为转子转速.

2.3 碰摩力模型

轮盘与机匣碰摩时的碰摩力模型如图 5 所示.

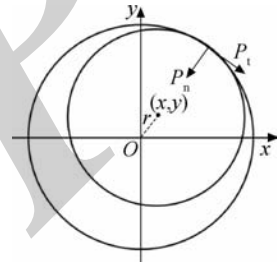


图 5 碰摩力模型

Fig. 5 Model of rubbing load

内圆为圆盘外圈, 外圆为机匣内圈, 设 λ 为转子圆盘的径向相对位移, δ 为转子间隙, 只有当 $\lambda \geq \delta$ 时, 发生碰摩, 假设碰摩符合库仑摩擦定律, 则

$$\begin{cases} P_n = k_c (\lambda - \delta) \\ P_t = C_{rub} P_n \end{cases} \quad (10)$$

式中 k_c 为定子径向刚度, C_{rub} 为碰摩系数. 将碰摩力分解在 x 轴和 y 轴, 可以得到

$$\begin{cases} P_x = -k_c (1 - \delta/r) (x - C_{rub} y) \\ P_y = -k_c (1 - \delta/r) (y - C_{rub} x) \end{cases} \quad (11)$$

2.4 转子系统运动方程

图 4 模型的轴承采用滚动轴承, 滚动轴承对转子支撑力的水平分量和垂直分量分别为^[16]

$$\begin{cases} F_{cx} = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - \delta_c)^{3/2} \cdot [-H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - \delta_c) \cos \theta_j] \\ F_{cy} = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - \delta_c)^{3/2} \cdot [-H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - \delta_c) \sin \theta_j] \end{cases} \quad (12)$$

其他参数参见文献[16]. 转子系统的质点分别通过刚度和阻尼与相邻质点进行耦合, 由牛顿

第二定律及转子动力学理论,可以得到系统运动微分方程如下:

对质点 1

$$\begin{cases} m_i \ddot{x}_i + c_i \dot{x}_i + k_i (x_i - x_{i+1}) = \\ \quad m_i e_i \omega^2 \cos(\omega t) \\ m_i \ddot{y}_i + c_i \dot{y}_i + k_i (y_i - y_{i+1}) = \\ \quad m_i e_i \omega^2 \sin(\omega t) - m_i g \end{cases} \quad (13)$$

分支点 2

$$\begin{cases} m_i \ddot{x}_i + c_i \dot{x}_i + k_{i-1} (x_i - x_{i-1}) + k_{i+1} (x_i - x_{i+1}) + \\ \quad k_{i+2} \frac{x_i + x_{i+3} - 2x_{i+2}}{4} = 0 \\ m_i \ddot{y}_i + c_i \dot{y}_i + k_{i-1} (y_i - y_{i-1}) + k_{i+1} (y_i - y_{i+1}) + \\ \quad k_{i+2} \frac{y_i + y_{i+3} - 2y_{i+2}}{4} = -m_i g \end{cases} \quad (14)$$

压气机质点 3 和涡轮质点 9

$$\begin{cases} m_i \ddot{x}_i + c_i \dot{x}_i + k_i (x_i - x_{i-1}) = \\ \quad P_{xi} + m_i e_i \omega^2 \cos(\omega t) \\ m_i \ddot{y}_i + c_i \dot{y}_i + k_i (y_i - y_{i-1}) = \\ \quad P_{yi} + m_i e_i \omega^2 \sin(\omega t) - m_i g \end{cases} \quad (15)$$

轴承质点 4 和轴承质点 6

$$\begin{cases} m_i \ddot{x}_i + c_i \dot{x}_i + k_i \frac{2x_i - x_{i-2} - x_{i+1}}{2} = F_{cri} \\ m_i \ddot{y}_i + c_i \dot{y}_i + k_i \frac{2y_i - y_{i-2} - y_{i+1}}{2} = F_{cvi} - m_i g \end{cases} \quad (16)$$

轴段 5 和轴段 7

$$\begin{cases} m_i \ddot{x}_i + c_i \dot{x}_i + k_i (x_i - x_{i+1}) = 0 \\ m_i \ddot{y}_i + c_i \dot{y}_i + k_i (y_i - y_{i+1}) = -m_i g \end{cases} \quad (17)$$

分支点 8

$$\begin{cases} m_i \ddot{x}_i + c_i \dot{x}_i + k_{i-1} \frac{x_i + x_{i-2} - 2x_{i-1}}{4} + \\ \quad k_{i+1} (x_i - x_{i+1}) + k_{i+2} (x_i - x_{i+2}) = 0 \\ m_i \ddot{y}_i + c_i \dot{y}_i + k_{i-1} \frac{y_i + y_{i-2} - 2y_{i-1}}{4} + \\ \quad k_{i+1} (y_i - y_{i+1}) + k_{i+2} (y_i - y_{i+2}) = -m_i g \end{cases} \quad (18)$$

质点 10

$$\begin{cases} m_i \ddot{x}_i + c_i \dot{x}_i + k_i (x_i - x_{i+1}) = 0 \\ m_i \ddot{y}_i + c_i \dot{y}_i + k_i (y_i - y_{i+1}) = -m_i g \end{cases} \quad (19)$$

式中 $m_i (i=1 \sim 10)$ 为转子在各点处的等效质量, $k_i (i=1 \sim 10)$ 为转子在各点处的刚度系数, $c_i (i=1 \sim 10)$ 为转子在各点处的阻尼系数, $e_i (i=1, 3, 9)$ 为风扇、低压压气机、低压涡轮的质量偏心距, $k_{ci} (i=1, 3, 9)$ 为风扇、低压压气机、低压涡轮处的机匣刚度系数, $\delta_i (i=1, 3, 9)$ 为风扇、低压压气

机、低压涡轮与机匣的间隙, $d_i (i=3, 9)$ 为低压压气机、低压涡轮与机匣的摩擦因数, $R_i (i=4, 6, 10)$ 为滚动轴承外环半径, $r_i (i=4, 6, 10)$ 为滚动轴承处轴半径, Z_i 为滚珠个数, $r_{oi} (i=4, 6, 10)$ 为滚动轴承滚珠(棒)与轴间的间隙, $P_{xi} (i=3, 9)$ 为压气机、涡轮与机匣发生碰摩时碰摩力的水平分量, $P_{yi} (i=3, 9)$ 为压气机、涡轮与机匣发生碰摩时碰摩力的垂直分量, $F_{cri} (i=4, 6, 10)$ 为轴承力对转子的水平分量, $F_{cvi} (i=4, 6, 10)$ 为轴承力对转子的垂直分量。

3 旋转失速激振力作用下的转子振动特性分析

3.1 无旋转失速的振动特性分析

航空发动机转子的系统参数见表 1。本文转子与机匣的间隙设置为常量,取风扇间隙为 0.3 mm,低压压气机和涡轮处间隙均为 0.1 mm,计算转子转速选取地面慢车 $\omega=1360 \text{ r/min}$ 、空中慢车 $\omega=2607 \text{ r/min}$ 、空中巡航 $\omega=3557 \text{ r/min}$ 和红线转速 $\omega=3885 \text{ r/min}$ 。采用 4 阶 Runge-Kutta 对微分方程组(式(9)~式(19))进行仿真,计算得到各转速下的轴心轨迹图、频谱图、Poincare 图、Bode 图,其中 x, y 表示振动位移; A_x 表示振幅; f/f_0 表示倍频; X, Y 表示映射点的位移。为了便于分析,轴心轨迹图中用蓝色线代表质点形心的运动轨迹,绿色线为以偏心距为半径的辅助圆,红色线为以轮盘与机匣间隙为半径的辅助圆,如果蓝线超过红线,则表示发生了碰摩。

由图 6~图 9 可知,转子系统在地面慢车、空中慢车、空中巡航和红线转速 4 种转速下运行稳定,没有发生碰摩,这是由于动静间隙较大且没有发生旋转失速的原因。压气机和涡轮轴心轨迹是圆形,时域波形图是规则的正弦波。随着转速的提高,仍然没有发生碰摩。

图 10(a)和图 10(b)分别是压气机和涡轮的振动 Bode 图,在 2150 r/min 和 3480 r/min 时,压气机和涡轮侧的转子振幅达到最大,是由于在此转速内转子发生共振。压气机振幅值为 0.088 mm,仍小于压气机与机匣间隙,没有发生碰摩;涡轮振幅为 0.095 mm,小于涡轮与机匣间隙,系统没有发生碰摩。压气机和涡轮的最大振幅点转速不同的原因是两者距离较远,且轴承是刚性的,轴承间隙非常小,而振动依靠位移关联,在轴承处的振幅被限定的非常小,因此两者之间相互影响小。

表 1 转子系统参数表
Table 1 Parameters of rotor system

参数	质点 <i>i</i>									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m_i/kg	214	62	36.5	5.05	24.9	5.05	88.4	43.2	296	12.3
$k_i/10^7\text{ (N/m)}$	8.2	7	4	7	4.2	9.5	0.02	5.7	5.7	8
$c_i/10^3\text{ (N}\cdot\text{s/m)}$	6	1.5	5	1.05	1.4	1.05	1.35	1.65	6.5	1.05
$k_{ci}/10^8\text{ (N/m)}$	4		2.5						2.7	
$\delta_i/10^{-4}\text{ mm}$	3		1						1	
d_i			0.2						0.2	
R_i/mm				0.17		0.13				0.1
r_i/mm				0.13		0.08				0.07
$r_{oi}/10^{-6}\text{ mm}$				5		5				2
N_i				30		19				20
$C_{bi}/10^{10}\text{ (N/m)}$				13		13				18

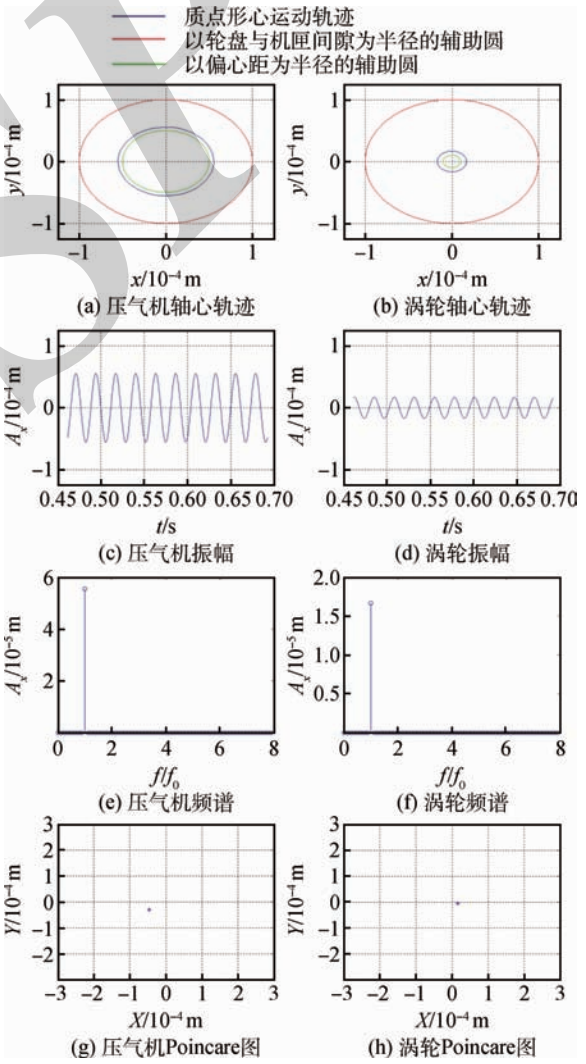
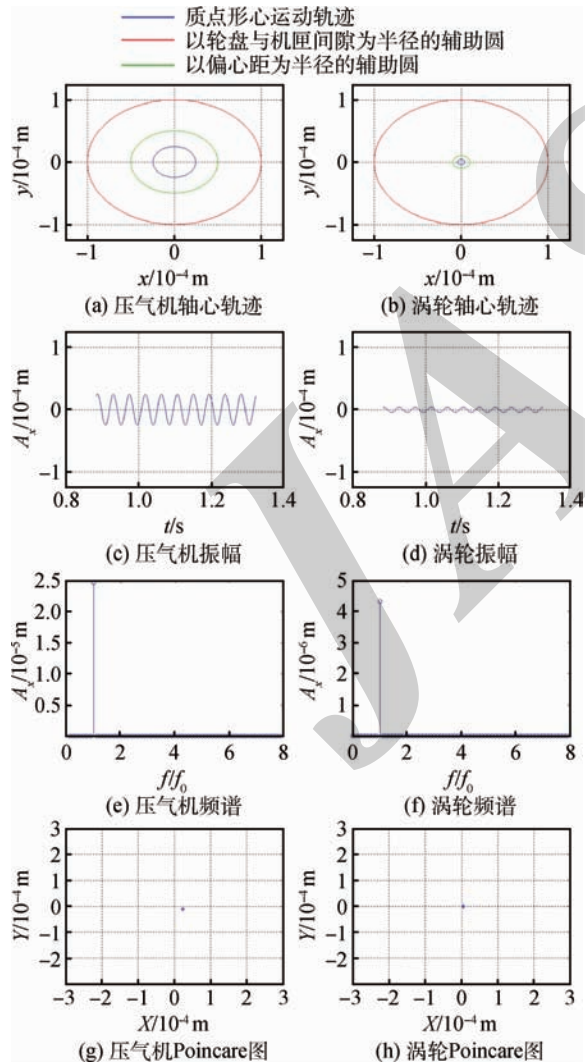


图 6 无旋转失速时振动响应($\omega=1360\text{ r/min}$)
Fig. 6 Vibration responses without rotating stall
($\omega=1360\text{ r/min}$)

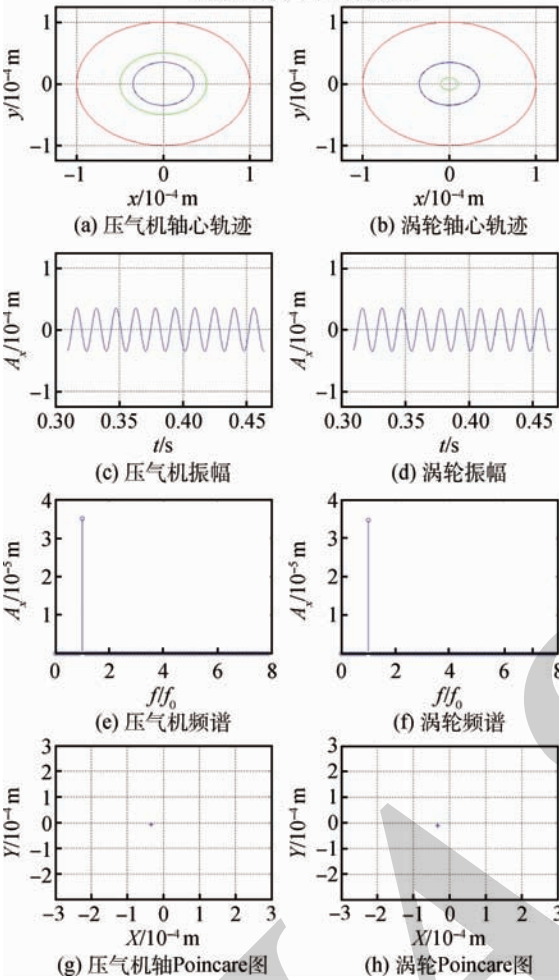
图 7 无旋转失速时振动响应($\omega=2607\text{ r/min}$)
Fig. 7 Vibration responses without rotating stall
($\omega=2607\text{ r/min}$)

3.2 压气机旋转失速振动特性分析

转子转速选取为地面慢车转速 $\omega=1360\text{ r/min}$,

对压气机建立 Mansoux 模型,假设 $N=1$,根据旋
转失速发生的条件,在增压比最高点进行仿真计

— 质点形心运动轨迹
— 以轮盘与机匣间隙为半径的辅助圆
— 以偏心距为半径的辅助圆



— 质点形心运动轨迹
— 以轮盘与机匣间隙为半径的辅助圆
— 以偏心距为半径的辅助圆

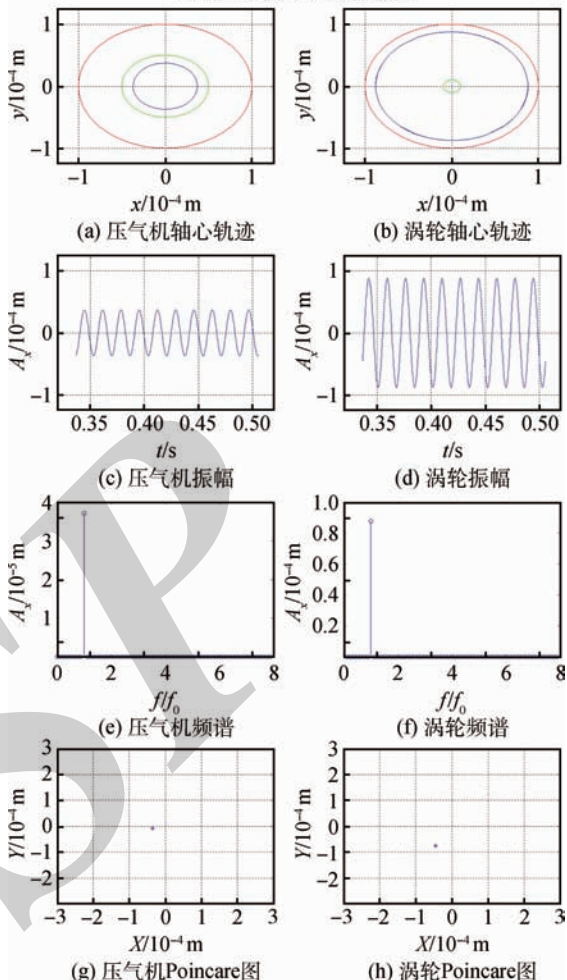


图 8 无旋转失速时振动响应($\omega=3557\text{ r/min}$)

Fig. 8 Vibration responses without rotating stall
($\omega=3557\text{ r/min}$)

图 9 无旋转失速时振动响应($\omega=3885\text{ r/min}$)

Fig. 9 Vibration responses without rotating stall
($\omega=3885\text{ r/min}$)

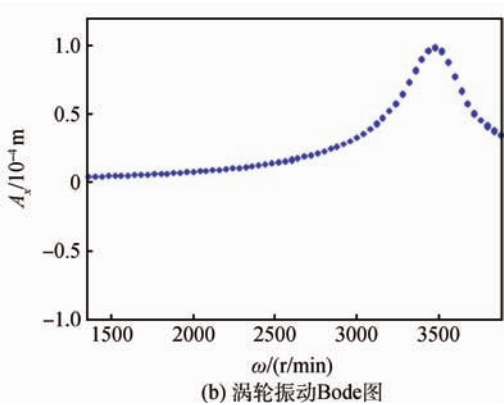
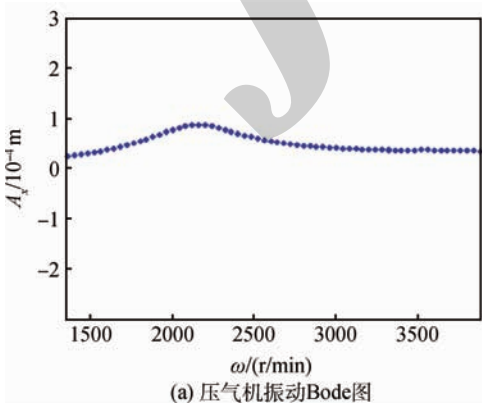


图 10 无旋转失速时压气机和涡轮 Bode 图

Fig. 10 Bode figure of compressor and turbine without rotating stall

算,仿真结果图 11 所示。

在图 11 通过作图的方法,计算出失速团个数为 1,失速频率为 10 Hz。利用式(7)计算旋转失速

激振力如图 12 所示。

图 13 为地面慢车转速下存在旋转失速激振力时的转子振动响应,压气机转子的振幅值为

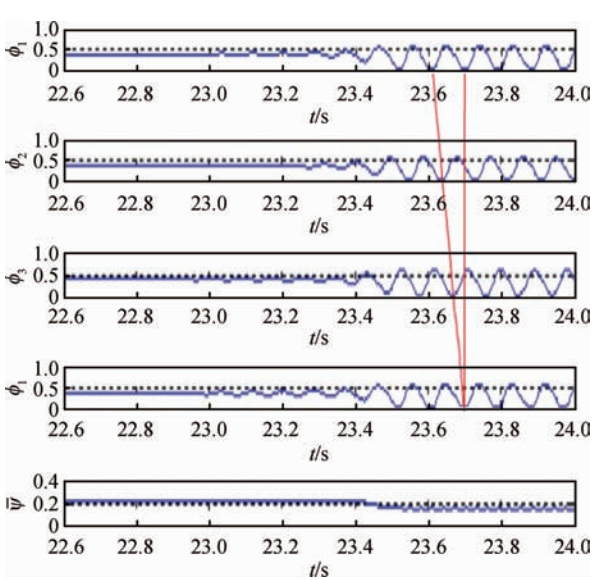


图 11 $\omega=1360\text{ r/min}$ 时地面慢车转速
旋转失速仿真结果

Fig11 Simulation results of rotating stall at ground idle
speed when $\omega=1360\text{ r/min}$

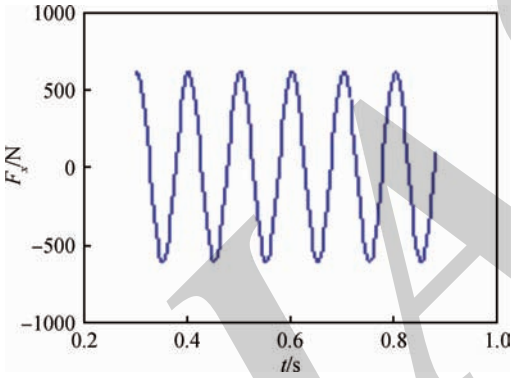


图 12 $\omega=1360\text{ r/min}$ 时旋转失速激振力
Fig. 12 Transverse load with rotating stall
when $\omega=1360\text{ r/min}$

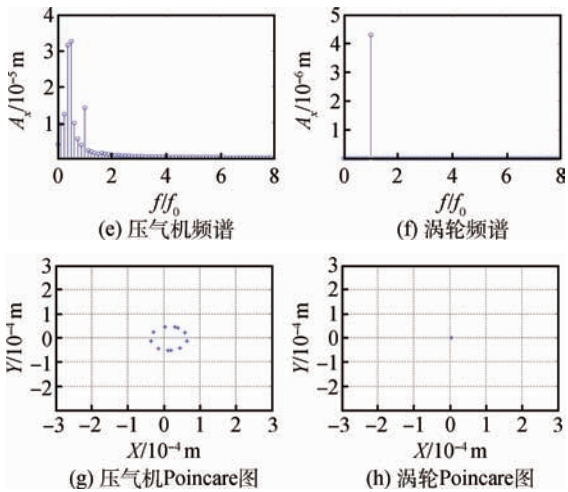
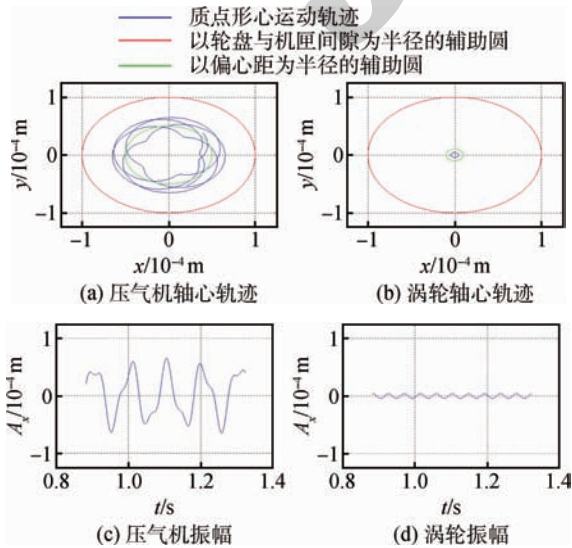


图 13 旋转失速时振动响应($\omega=1360\text{ r/min}$)

Fig. 13 Vibration responses with rotating stall
($\omega=1360\text{ r/min}$)

0.065 mm,而图 8(a)中压气机转子的振幅值为 0.023 mm,可见旋转失速使得压气机振幅显著增大.同时,压气机处轴心轨迹和时域波形都出现不规则性,频谱图中出现复杂的低倍频,0.45 倍频为主频,这个频率为旋转失速激振力的频率. Poincare 图呈圆形,表明转子系统是拟周期运动. 涡轮处振动特性没有变化.

空中慢车、空中巡航以及红线转速下,系统在旋转失速时的振动响应如图 14~图 16 所示. 首先分析压气机侧转子:图 14~图 16 的(a)图中的轴心轨迹部分振幅大于 0.1 mm,超过压气机转子与机匣间隙,已经发生碰摩,轴心轨迹在发生碰摩后向内反弹,随着转速的增加轴心轨迹不规则性程度加深. 主要是因为离心力随转速增大而增大,导致转子轴心轨迹更大,因此碰摩力增大,碰摩加剧. 图 14~图 16 的(c)图时域波形图上峰峰值大于 0.1 mm,随着转速增大,削波现象越来越严重. 观察图 14~图 16 的(e)图,低倍频(旋转失速频率)都是主频,但随着转速增大,低频越来越复杂. 图 14~图 16 的(e)图出现的高倍频主要是 1.5 倍频,随着转速增大高频所占比例增加,同样说明了碰摩随转速增大而加剧. 图 14~图 16 的(g)图中 Poincare 图都是散点图,表明系统进入混沌状态. 随着转速的增大, Poincare 图散点分布范围更大,更加分散,表明系统混沌状态程度加深. 综上分析可知:旋转失速激振力显著增大了压气机振动的幅值,并使得低倍频成为主频,同时随着转速的增大,出现 1.5 倍频的高倍频,发生碰摩现象. 轴心轨迹发生了不规则变化,呈现强烈的非周期性. 但总体来说高倍频占比很小,碰摩不是很严重,这

是由于碰摩刚度只是转子刚度的 4 倍左右,相对来说碰摩刚度不大,碰摩力小.

而对比图 6~图 9 和图 13~图 16 的(b),(d),(f),(h)图发现与无论旋转失速发生与否,涡

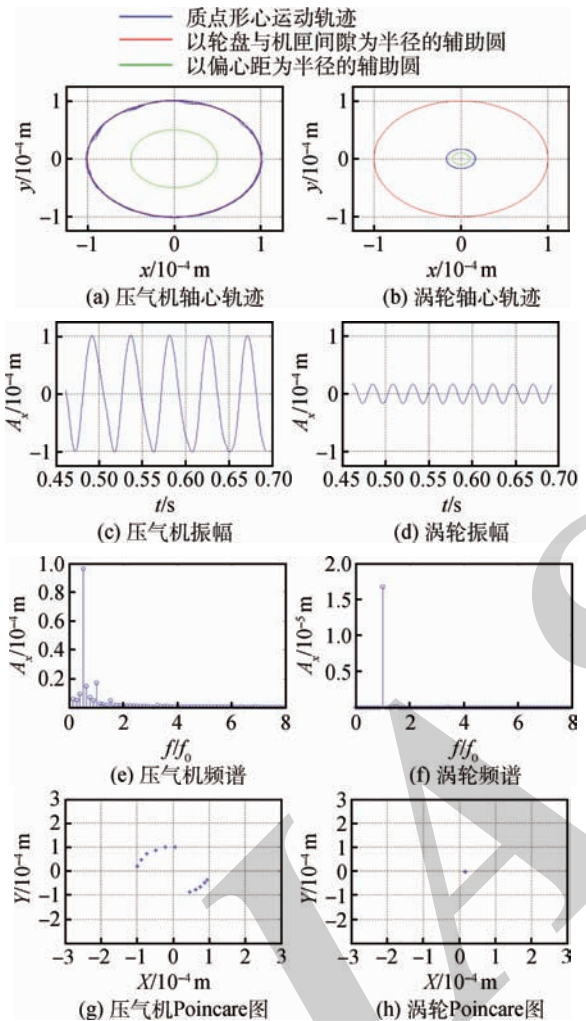


图 14 旋转失速时振动响应($\omega=2607 \text{ r/min}$)

Fig. 14 Vibration responses with rotating stall

($\omega=2607 \text{ r/min}$)

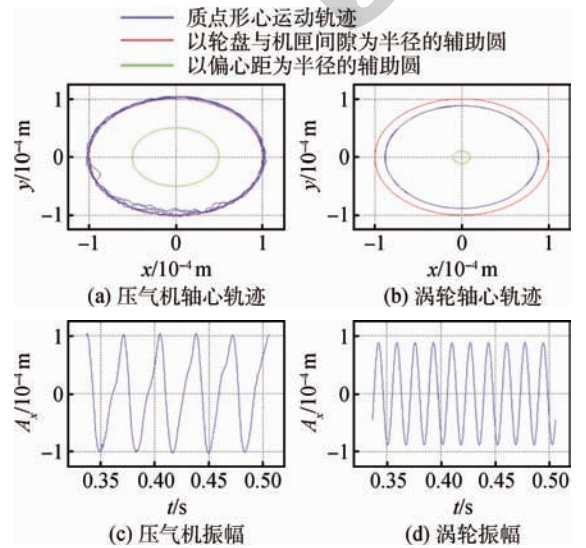


图 15 旋转失速时振动响应($\omega=3557 \text{ r/min}$)

Fig. 15 Vibration responses with rotating stall

($\omega=3557 \text{ r/min}$)

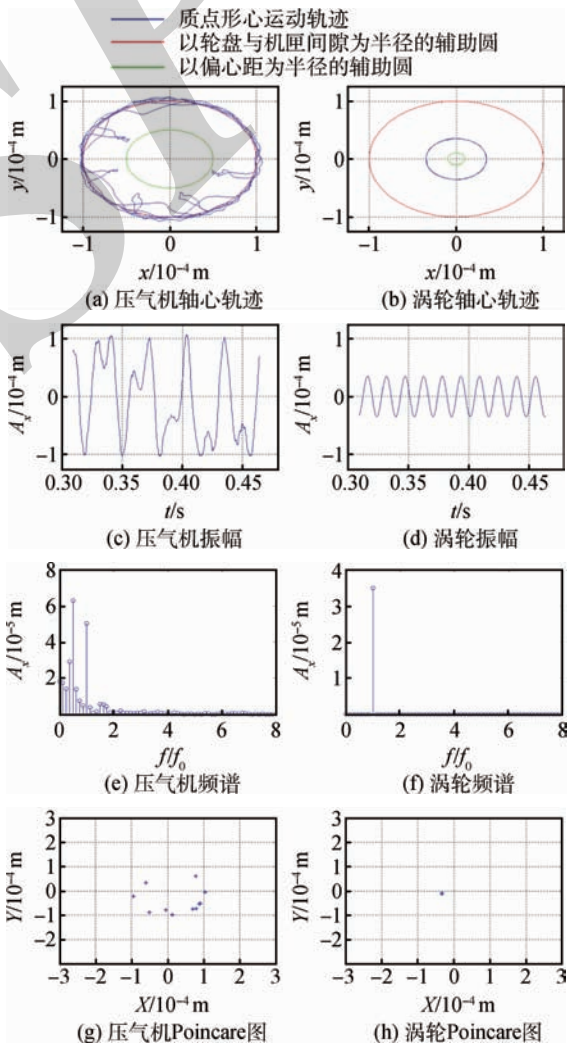


图 16 旋转失速时振动响应($\omega=3885 \text{ r/min}$)

Fig. 16 Vibration responses with rotating stall

($\omega=3885 \text{ r/min}$)

轮振动特性几乎没有差别. 旋转失速只对压气机产生影响,对涡轮没有影响. 造成这个现象的原因

是因为激振力主要作用在压气机侧,距离涡轮位置较远,而且压气机和涡轮之间被滚动轴承隔开,滚动轴承的间隙非常小,只有几微米,导致压气机侧的振动难以影响到涡轮的振动。

图 17 是旋转失速时压气机和涡轮 Bode 图,在图 17(a)压气机转子经历了拟周期—混沌的过程。在 1 600 r/min 时,压气机转子振幅等于转子间隙,系统开始发生碰摩。此后由于转子间隙的限制,振幅没有继续增大,但系统开始从拟周期向混沌发展。图 17(b)涡轮转子的振动响应没有变化,

也可以判断旋转失速对涡轮没有影响。

从上面的分析可以看出,旋转失速发生不仅流量压力幅值出现明显的脉动,还对转子系统振动产生了影响。低频振动是旋转失速发生最主要的特征,可以作为旋转失速发生的征兆。高频振动时判断旋转失速导致碰摩发生的主要特征,且高频占比越大,碰摩越剧烈。发生旋转失速后,随着转速提高,时域波形图越来越不规则,振幅持续增大直到发生碰摩,Poincare 图上可以观察到非线性增加,系统逐渐失稳。

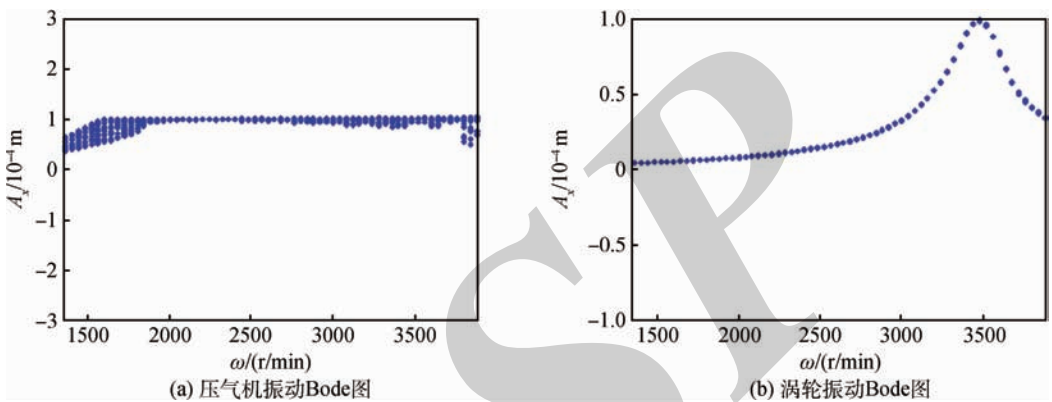


图 17 旋转失速时压气机和涡轮 Bode 图

Fig. 17 Bode figure of compressor and turbine with rotating stall

4 结 论

本文利用 Mansoux 模型建立旋转失速激振力模型,并结合转子系统的动力学模型,对转子系统振动响应的影响进行仿真计算,得到了如下结论:

- 1) 转子系统在没有受到旋转失速激振力时呈现单周期运动特征,以工频为主;发生旋转失速之后,转子系统振动变得复杂,呈现强烈的非线性。
- 2) 旋转失速发生之后,压气机振幅显著增大,轴心轨迹不再是规则的圆形,时域波形图不再是规则的正弦波形,频谱图低频成分占主导地位,随着转速的增大,发生碰摩现象,转子系统从拟周期进入混沌状态,轴心轨迹图不规则性进一步加剧,时域波形图出现削波,并出现高倍频成分。
- 3) 旋转失速诱发转子低频振动,低频振动是旋转失速发生的重要特征。随着转速增大碰摩发生,高频振动是碰摩发生的特征。
- 4) 旋转失速发生对涡轮的振动影响不大。

参考文献:

[1] Moore F K, Greitzer E M. A theory of post-stall transients in axial compression systems; Part I development of

equations[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1986, 108(1): 68-76.

[2] Greitzer E M, Moore F K. A theory of post-stall transients in axial compression systems; Part II application[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1986, 108(2): 231-239.

[3] Mansoux C A, Gysling D L, Setiawan J D, et al. Distributed nonlinear modeling and stability analysis of axial compressor stall and surge[R]. Baltimore; American Control Conference, 1994.

[4] 刘震雄, 杜朝辉, 竺晓程. 含紧连阀轴流式压缩系统的旋转失速控制[J]. 动力工程学报, 2013, 33(2): 112-116. LIU Zhenxiong, DU Chaohui, ZHU Xiaocheng. Rotating stall control for axial compression system with close coupled valves[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2013, 33(2): 112-116. (in Chinese)

[5] 于兰兰, 胡骏, 屠宝锋, 等. 轴流压缩系统中主动抑制旋转失速的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2010, 25(1): 92-101. YU Lanlan, HU Jun, TU Baofeng, et al. Numerical simulation of active suppression of rotating stall in axial compression systems[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(1): 92-101. (in Chinese)

[6] Yoon S Y, Lin Z, Jiang W, et al. Flow-rate observers in the suppression of compressor surge using active magnetic bearings[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(4): 2775-2784.

[7] Salunkhe P B, Joseph J, Pradeep A M. Active feedback control of stall in an axial flow fan under dynamic inflow distortion[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011,35(6):1135-1142.

[8] 文彬鹤. 基于确定学习理论的轴流压气机旋转失速建模与检测[D]. 广州:华南理工大学,2013.

WEN Binhe. Modeling and rapid detection of rotating stall in axial compressor via determinstic learning[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2013. (in Chinese)

[9] Yu J, Zhang J, Ding W, et al. Study of lyapunov exponent spectra for axial-flow compression system[J]. Journal of Communication and Computer, 2008,10:468-471.

[10] 冯国权, 朱梓根. 航空发动机喘振引起转子系统横向载荷的确定方法[J]. 航空发动机, 2002(3):13-17.

FENG Guoquan, ZHU Zigen. A computational method for surge caused transverse load in engine rotor[J]. Aero-engine, 2002(3):13-17. (in Chinese)

[11] Yan X, Guan H, Zhang Y. Vibration response and its characteristics of centrifugal compressor with rotating stall [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2004, 17(1):136-141.

[12] 史亚杰, 林芸, 洪杰. 横向气动载荷作用下转子系统动力响应研究[J]. 北京航空航天大学学报, 2004, 30(1):64-69.

SHI Yajie, LIN Yun, HONG Jie. Study of dynamic responses of rotor systems to transverse forces[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(1):64-69. (in Chinese)

[13] 洪杰, 冯国权. 喘振载荷作用下转子系统瞬态响应研究[J]. 推进技术, 2000, 21(6):44-47.

HONG Jie, FENG Guoquan. Transient response of rotors system with surge[J]. Journal of Propulsion Technology, 2000, 21(6):44-47. (in Chinese)

[14] 王春瑞. 轴流压气机脉动压力信号旋转失速特征分析[D]. 南京:南京航空航天大学, 2011.

WANG Chunrui. Rotating stall characteristics analysis of fluctuation pressure in axial compressor[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2011. (in Chinese)

[15] 蒋康涛. 低速轴流压气机旋转失速的数值模拟研究[D]. 北京:中国科学院, 2004.

JIANG Kangtao. Numerical investigation on rotating stall in a low-speed axial compressor [D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2004. (in Chinese)

[16] 陈果. 航空发动机整机耦合动力学模型及振动分析[J]. 力学学报, 2010, 42(3):548-559.

CHEN Guo. Coupling dynamic model and dynamic analysis for whole aero-engine[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2010, 42(3):548-559. (in Chinese)

(编辑:王碧琚)