

密封-转子系统气流激振问题数值仿真

罗跃纲^{1,2}, 王鹏飞^{1,2}, 徐昊^{1,2}, 王晨勇^{1,2}, 贾海峰^{1,2}

(1. 大连民族大学 机电工程学院, 辽宁 大连 116600;

2. 大连民族大学 智能感知与先进控制国家民委重点实验室, 辽宁 大连 116600)

摘 要: 对于密封中发生气流激振的故障诊断问题,基于有限元方法,应用 Muzynska 非线性密封力模型建立了密封-转子系统动力学模型,通过数值积分方法研究了升/降速过程的气流激振失稳规律和振动特性,并分析了在变速和稳速情况下偏心量的影响。结果表明:气流激振力会使系统固有频率升高,使发生共振时的振幅降低;发生气流激振会出现锁频现象并伴有组合频率特征;降速时由于气体的流动性强从而导致切向惯性力很弱,惯性效应不明显;当偏心量较小时频谱上只出现了锁频,随着偏心增大组合频率出现并不断丰富;稳速时气流激振频率随偏心的提高而增大,并出现了频率突变。

关 键 词: 气流激振; 迷宫密封; 转子系统; 有限元; 组合频率

中图分类号: V21; TH165⁺.3; O322

文献标志码: A

Numerical simulation on seal-rotor system with airflow induced vibration

LUO Yuegang^{1,2}, WANG Pengfei^{1,2}, XU Hao^{1,2},
WANG Chenyong^{1,2}, JIA Haifeng^{1,2}

(1. School of Mechanical and Electronic Engineering,

Dalian Minzu University, Dalian Liaoning 116600, China;

2. Key Laboratory of Intelligent Perception and Advanced Control of State Ethnic
Affairs Commission, Dalian Minzu University, Dalian Liaoning 116600, China)

Abstract: For the diagnosis of airflow induced vibration fault in the seal, the dynamic model of seal-rotor system was established based on finite element method and Muzynska seal fluid force model. The airflow induced vibration instability law and dynamic characteristics from run-up and run-down processes were studied by numerical simulation method. And the different eccentricities' effects during the case of variable speed and steady speed were also analyzed. The result showed that natural frequency of rotor system was increased by the airflow excitation force, and the amplitude was reduced in resonance zone. The frequency locking phenomenon and combination frequency characteristics appeared by airflow vibration with the speed increase. The phenomenon of hysteresis under run-down conditions was not obvious because of the strong gas flow. Only frequency locking occurred when the eccentricity was small, the combined frequency was observed and enriched with eccentricity increase. The airflow vibration frequency was enhanced and changed suddenly by increasing eccentricity.

收稿日期: 2019-03-28

基金项目: 国家自然科学基金(51875085); 辽宁省自然科学基金(20170540205)

作者简介: 罗跃纲(1964—),男,教授,博士后,主要从事非线性振动、转子动力学、智能故障诊断及振动利用工程等研究。

引用格式: 罗跃纲,王鹏飞,徐昊,等. 密封-转子系统气流激振问题数值仿真[J]. 航空动力学报, 2019, 34(9): 1857-1865. LUO Yuegang, WANG Pengfei, XU Hao, et al. Numerical simulation on seal-rotor system with airflow induced vibration[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(9): 1857-1865.

ty in the process of constant rotating speed.

Key words: airflow induced vibration; labyrinth seal; rotor system; finite element; combined frequency

迷宫密封是广泛应用于航空发动机、燃气轮机等动力旋转机械中的密封装置,但当转速达到一定阈值会诱使气流激振的发生。气流激振作为自激振动的一种,一旦发生会对整个系统的运行稳定性造成影响,严重时甚至会造成停机乃至故障,因此研究气流激振对转子系统的影响和故障特征,为准确识别和诊断气流激振问题具有重要的研究意义。

对于含有密封的转子动力学领域,有大量学者进行了研究。主要可以概括为两大方面,分别是密封力的模型建立以及动力学特性的研究。在模型方面,主要可以分为密封力的参数解析式模型和数值计算模型,其中参数解析式模型包括 Thomas-Alford 模型、Muzynska 模型,而数值计算模型以控制体模型为主,何洪军等^[1]在双控制体模型和转子动力学方程的基础上提出了方程控制模型;另外近年来有越来越多的学者采用计算流体力学(CFD)方法研究密封中的流场问题^[2],例如 Yan 等^[3]在此基础上提出了计算耦合转子密封系统非线性动力学特性的瞬态计算流体动力学(CFD)方法;还有 Kirk、Hirano 等^[4-5]利用 CFX-TASCflow 流体动力学软件进行求解,并研究其影响因素等。此外,Cangioli 等^[6]提出了一种新的迷宫密封热弹性体流模型,以汽轮机交错齿式迷宫密封为研究对象,考虑了不同压力、转速和进口预旋比等工况对密封稳定性的影响。

在动力学特性研究方面,一是人们通过求解动力特性系数,研究交叉刚度、主阻尼的影响因素来提高密封系统的稳定性,例如 Subramanian 等^[7]考虑增加离心对燃气轮机的涡轮密封的转子动力学特性进行了数值研究,发现在相对较低的压力比和较高的转速组合下,提高离心不利于系统稳定。二是研究密封泄漏的影响因素以达到减小泄漏量的目的,例如孙丹等^[8]针对能够抑制气流激振负错位密封结构,通过 CFD 数值仿真方法研究负错位密封的静力与动力特性,表明提高偏心率和错位率会使泄漏量增大,发现负错位密封与传统的圆形密封相比可以降低交叉刚度、提高主阻尼,提升系统稳定性;刘兴旺等^[9]采用宏观能量法和黏性流动理论计算了涡旋压缩机径向迷宫密

封中的泄漏量;Wang 等^[10]采用理想气体模型和真实气体模型,研究了甲烷泄漏对转子动力学的影响。三是研究含有密封气流激振,或者带有滑动轴承以及碰摩、裂纹等耦合故障因素在内的非线性振动问题,例如 Ma 等^[11]研究了密封长度和直径对系统动力学的影响;Ma 等^[12]对两种载荷条件(两圆盘偏心量相位差为 0° 和 180°)下的单跨双盘转子-轴承-密封系统的非线性动力学行为进行了研究,并分析了密封力对油膜失稳的影响;Zhang 等^[13]基于非线性迷宫密封力模型对转子系统进行动态特性分析,结果表明随着入口压力的增加,转子系统的失稳阈值和振动幅度分别增大和减小、密封长度越短,密封效果越差,系统稳定性越好、在一定转速下增大偏心量可消除气流激振;罗跃纲等^[14]基于迷宫密封-滑动轴承-转子系统改进了碰摩力模型,并对密封和轴承作用下的碰摩转子系统动态特性进行仿真分析,发现其结果优于之前的碰摩力模型。

从目前的文献来看,对于密封转子系统气流激振在升/降速过程的频谱特征变化规律研究还相对较少,本文以某型涡扇航空发动机转子为研究对象,考虑了陀螺效应的影响,采用 Muszynska 密封力模型建立密封-悬臂转子系统有限元模型,采用 Newmark- β 数值算法对系统进行模拟仿真分析,并讨论了流体激振的振动特征及不平衡量的影响,为出现气流激振的识别与诊断提供一定的理论依据。

1 密封-转子系统模型

1.1 转子系统的动力学模型

转子结构如图 1 所示,系统总长为 845 mm,其中伸出端长为 286 mm;转轴采用阶梯轴,左侧为带有密封装置的圆盘,直径 $R=200$ mm,长 $L=100$ mm,密封圆盘外部为密封定子(机匣),长度与密封圆盘相同;圆盘上存在两段交错式迷宫密封,两段密封长度 l 均为 15 mm,进气孔位于密封定子的中心处。将该系统通过有限元方法离散成 27 个轴段,图中小点表示节点,数字表示节点号,共计 28 个节点。其中圆盘质量集中到节点 6~9 上,左右两个轴承的节点分别为 13 和 17,简化为

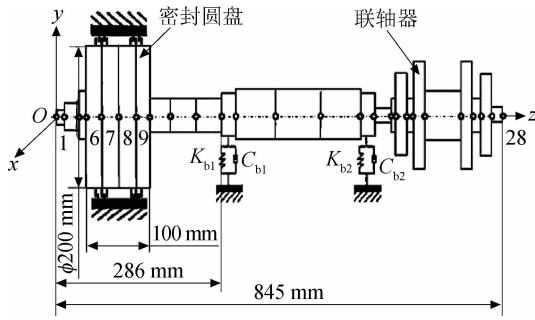


图 1 迷宫密封-转子系统模型

Fig. 1 Model of labyrinth seal-rotor system

弹簧-阻尼系统,不计油膜力的作用。采用 Timoshenko 梁单元来模拟轴段,轴段存在两个断面节点 A 和 B,每个节点有 6 个自由度,分别为沿 x 、 y 、 z 三个方向平动和转动,对应的平动位移和转角分别表示为 x_A (x_B)、 y_A (y_B)、 z_A (z_B) 和 θ_{xA} (θ_{xB})、 θ_{yA} (θ_{yB})、 θ_{zA} (θ_{zB}),在这里只研究径向振动,不考虑轴向振动,所以忽略 z 轴方向位移及转角,则轴单元位移向量为

$$\mathbf{u}_i = [x_A, y_A, \theta_{xA}, \theta_{yA}, x_B, y_B, \theta_{xB}, \theta_{yB}]^T \quad (1)$$

则整个转子系统的动力学方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + (\mathbf{C} + \mathbf{D})\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{Q} \quad (2)$$

式中 $\mathbf{M}$ 为转子系统的质量矩阵、 $\mathbf{D}$ 为陀螺矩阵、 $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵、 $\mathbf{C}$ 为系统的阻尼矩阵、 $\mathbf{Q}$ 为合外力向量。其中

$$\mathbf{C} = \mathbf{C}_1 + \mathbf{C}_2 \quad (3)$$

$$\mathbf{K} = \mathbf{K}_1 + \mathbf{K}_2 \quad (4)$$

$$\mathbf{Q} = \mathbf{F}_p + \mathbf{F}_f + \mathbf{G} \quad (5)$$

式(3)和式(4)中系统的阻尼矩阵和刚度矩阵由两部分组成,包括转轴的刚度与阻尼矩阵 $\mathbf{K}_1$ 和 $\mathbf{C}_1$,以及轴承的支承刚度和阻尼矩阵 $\mathbf{K}_2$ 和 $\mathbf{C}_2$ 。在式(2)~式(4)中由于本模型存在 28 个节点,每个节点均含有 4 个自由度,因此系统的总自由度数为 112,轴段单元的质量、刚度、陀螺矩阵表达式详见文献[15]第 44~47 页。将 27 个单元质量矩阵 $\mathbf{M}_1$ 至 $\mathbf{M}_{27}$ 按照图 2 的形式进行组装,得到系统质量矩阵 $\mathbf{M}$,同理可得刚度矩阵 $\mathbf{K}_1$ 和陀螺矩阵 $\mathbf{D}$,图中的阴影部分表示相邻两个轴段所含有共同节点的矩阵元素。而转轴的阻尼矩阵 $\mathbf{C}_1$ 为比例阻尼^[12],是 $\mathbf{M}$ 和 $\mathbf{K}_1$ 的线性组合,表达式如下:

$$\mathbf{C}_1 = \alpha\mathbf{M} + \beta\mathbf{K}_1 \quad (6)$$

式中

$$\alpha = 4\pi f_1 f_2 (\xi_2 f_1 - \xi_1 f_2) / (f_1^2 - f_2^2)$$

$$\beta = (\xi_2 f_2 - \xi_1 f_1) / \pi (f_2^2 - f_1^2)$$

其中 ξ_1 、 ξ_2 为阻尼系数,即系统一、二阶模态阻尼比; f_1 、 f_2 为系统一、二阶固有频率(Hz)。支承刚度矩阵 $\mathbf{K}_2$ 可见图 3,图中 K_{b1x} 和 K_{b1y} 分别为节点 13 处的轴承支承刚度, K_{b2x} 和 K_{b2y} 分别为节点 17 处的轴承支承刚度,支承阻尼矩阵 $\mathbf{C}_2$ 与此形式相同。另外,式(5)中 $\mathbf{F}_p$ 为偏心力向量、 $\mathbf{G}$ 为重力向量、 $\mathbf{F}_f$ 为密封力向量,系统所受力的节点位置如图 4。

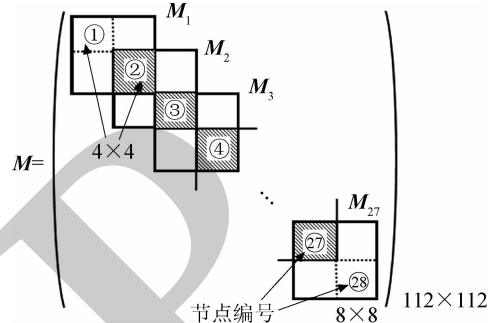


图 2 矩阵的组装

Fig. 2 Assembly of matrix

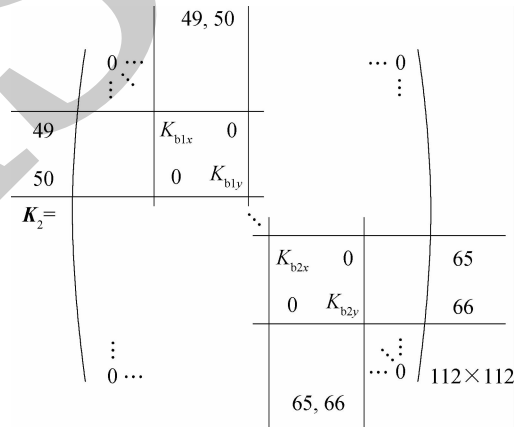


图 3 支承刚度矩阵结构

Fig. 3 Supporting stiffness matrix structure

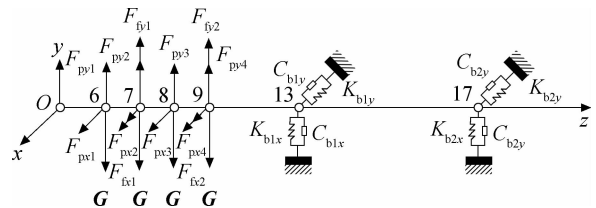


图 4 转子受力示意图

Fig. 4 Drawing of rotor force

1.2 非线性密封力模型

本文采用基于大量实验所提出的 Muszynska 密封力模型^[16-17],该模型具有明确的物理意义而且

能够较好地反映密封力的非线性特性,因此其正确性已在实际应用当中得到普遍认可。表达式如下:

$$\begin{cases} F_{fx} \\ F_{fy} \end{cases} = - \begin{bmatrix} K - m_f \tau^2 \omega^2 & \tau \omega D \\ -\tau \omega D & K - m_f \tau^2 \omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} D & 2\tau \omega m_f \\ -2\tau \omega m_f & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} m_f & 0 \\ 0 & m_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

式中 K 、 D 、 m_f 分别表示当量刚度、当量阻尼和当量质量, ω 是转子旋转角速度,这里 K 、 D 、 τ 都是与扰动位移 x 、 y 有关的非线性函数,可表示为如下形式:

$$\begin{cases} K = K_0(1 - e^2)^{-n} \\ D = D_0(1 - e^2)^{-n} \\ \tau = \tau_0(1 - e)^b \end{cases} \quad (8)$$

式(8)中利用参数 n 、 b 、 τ_0 来描述具体密封结构,其中 $n=0.5 \sim 3$, $0 < b < 1$, $\tau_0 < 0.5$, e 为转子的相对偏心距。其中 K_0 、 D_0 、 m_f 可表示为

$$\begin{cases} K_0 = \mu_0 \mu_3, & D_0 = \mu_1 \mu_3 T \\ m_f = \mu_2 \mu_3 T^2 \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} \mu_0 = \frac{2\sigma^2}{1+z+2\sigma} E(1-m_0) \\ \mu_1 = \frac{2\sigma^2}{1+z+2\sigma} \left[\frac{E}{\sigma} + \frac{B}{2} \left(E + \frac{1}{6} \right) \right] \\ \mu_2 = \frac{\sigma(E+1/6)}{1+z+2\sigma}, & \mu_3 = \frac{\pi R \Delta p}{\lambda} \\ T = l/v_a, & \sigma = \lambda l/c \end{cases} \quad (10)$$

式(10)中

$$\begin{cases} \lambda = n_0 R_a^{m_0} [1 + (R_v/R_a)^2]^{(1+m_0)/2} \\ E = \frac{1+z}{1+z+2\sigma} \\ B = 2 - \frac{(R_v/R_a)^2 - m_0}{(R_v/R_a)^2 + 1} \end{cases} \quad (11)$$

对于式(11),有

$$R_v = Rc\omega/\gamma, \quad R_a = 2v_a c/\gamma \quad (12)$$

式中 Δp 为密封压差, z 为入口损失系数, γ 为流体动力黏度, σ 为摩擦损失梯度系数, R_v 为周向流动雷诺数, R_a 为轴向流动雷诺数, v_a 为气流轴向流速, R 、 c 、 l 分别为密封半径、密封间隙和密封长度。本文所选取的参数为: $\gamma = 1.3 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $z = 0.1$, $m_0 = -0.025$, $n_0 = 0.079$, $\tau_0 = 0.45$, $n = 2$, $b = 0.2$ 。

2 升/降速过程系统气流激振特性分析

本文利用 Newmark- β 方法进行数值计算来获取密封圆盘处(节点 7)处的振动响应。系统主

要参数如下:系统材料密度 $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, 弹性模量 $E = 210 \text{ GPa}$, 泊松比 $\nu = 0.3$; 两组轴承的支承刚度均为 $K_b = 30 \text{ MN/m}$; 系统阻尼系数 $\xi_1 = 0.02$, $\xi_2 = 0.04$ ^[12]; 选定的密封结构尺寸为:密封间隙 $c = 0.1 \text{ mm}$, 密封长度 $l = 15 \text{ mm}$, 密封压差 $\Delta p = 0.2 \text{ MPa}$, 轴向流速 $v_a = 5 \text{ m/s}$; 假设偏心只发生在密封圆盘处, 偏心量($\delta = me$)为 $600 \text{ g} \cdot \text{mm}$ 。

2.1 升速过程

图 5 为升速过程有/无密封力两种情况的振幅曲线。无密封力作用下的振幅随转速升高存在两个振动峰值, 分别代表第一、二阶临界转速; 而从考虑密封力的振幅曲线可知计入密封力后临界转速有所推迟, 由约 3000 r/min 升至 3900 r/min , 这是由于密封力的刚度项使系统的刚度增加, 进而使临界转速提高; 而在小于 7000 r/min 时考虑密封力的振幅要小于不计密封力的情况, 尤其在临界转速区最为明显, 可见由于密封力的阻尼项起作用而使系统阻尼增大, 吸收了部分振动能量所导致的; 但在约 6000 r/min 后由于气流激振导致系统发生失稳, 此后振幅逐渐升高, 并在 7000 r/min 以后的高速区超过不计密封时的振幅, 可见转速升高后气流激振作用的影响增强。

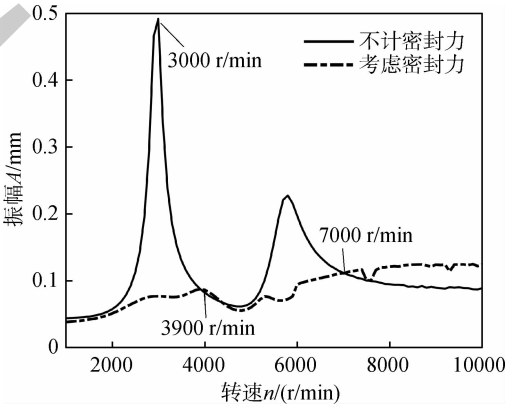
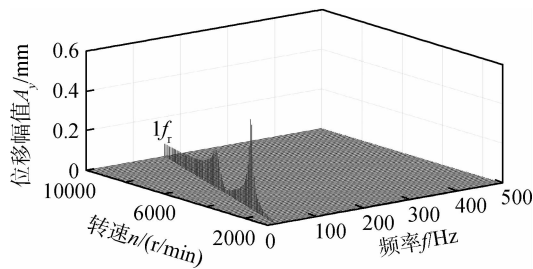


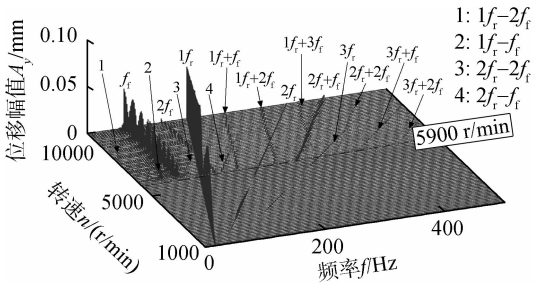
图 5 有/无密封力作用下的振幅曲线

Fig. 5 Vibration amplitude curve with/without sealing force

图 6(a)和图 6(b)分别表示无/有密封力作用时的三维瀑布图, 图 7 是考虑密封力的作用后转子升速过程中的分岔图。由图 6(a)可见, 在无密封力作用时系统仅存在稳定的 1 倍频($1f_r$), 这是由于转子不平衡所引起的工频振动。考虑密封激振力作用后, 系统不稳定性有所增强, 在中低转速区还出现了少量的 2 倍和 3 倍频等高频成分; 在 5900 r/min 左右系统发生失稳, 对应图 7 可知系



(a) 无密封力



(b) 有密封力

图 6 有/无密封力作用下的三维瀑布图
Fig. 6 Three-dimensional waterfall map with/without sealing force

统失稳后作拟周期运动,三维频谱上出现了频率为 62.86 Hz 的分频成分,且这种频率成分不随转速的变化而变化,表明密封力所引发的气流激振同样会出现类似油膜振荡的“锁频”现象,这与文献[18]的实验记载相符,这里以 f_r 表示气流激振频率;除此之外还出现了类似油膜失稳的气流激振频率与工频及其倍频的组合频率特征,如 $2f_i$ 、

$1f_r - f_i$ 、 $1f_r - 2f_i$ 、 $1f_r + f_i$ 、 $1f_r + 2f_i$ 、 $1f_r + 3f_i$ 、 $2f_r + f_i$ 、 $2f_r - f_i$ 、 $2f_r + 2f_i$ 等,这可能是流体所引发自激振动的共性特征,但与同为流体激励所引发的油膜失稳过程不同的是气流激振在转速达到一定阈值后就会直接发生,而油膜失稳则是在一般情况下先发生以半频成分为主的油膜涡动现象。

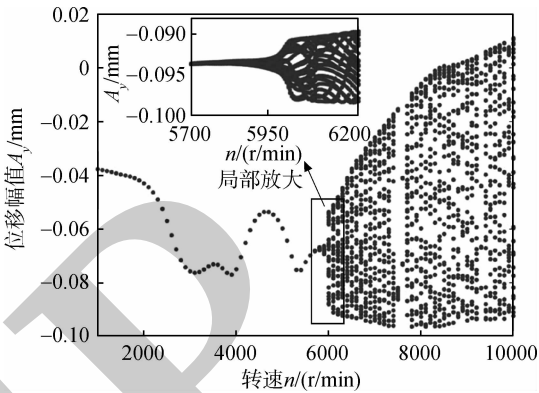
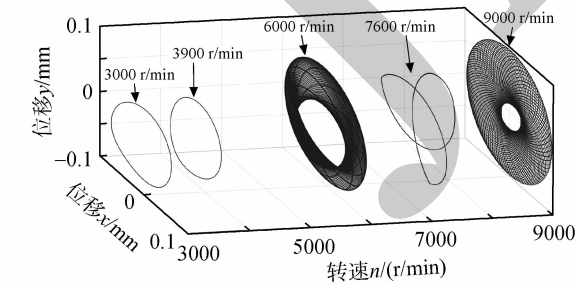
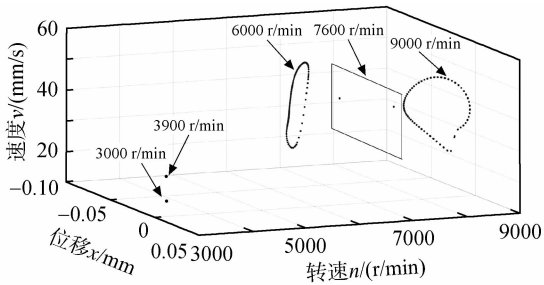


图 7 系统升速过程分岔图
Fig. 7 Bifurcation graph in speed up

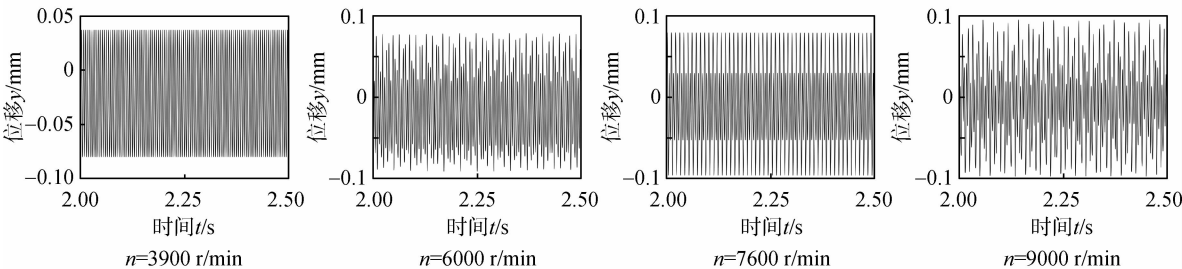
结合图 7 和图 8,系统在低转速时作周期一运动,以 3 000 r/min(亚临界转速区)和 3 900 r/min(一阶临界转速区)为例,由图 8 可知此时的转子轴心轨迹为单一的椭圆曲线,Poincaré 截面上表现为孤立的点,时域波形图所反映的是稳定的正(余)弦波;转速至 5 900 r/min 左右系统开始发生失稳,在气流激振力的作用下做拟周期运



(a) 轴心轨迹图



(b) Poincaré截面图



(c) 时域波形图

图 8 不同转速下系统响应
Fig. 8 System response with different rotational speeds

动,以 6 000 r/min(超一阶临界转速区)和 9 000 r/min(超二阶临界转速区)为例,此时的轴心轨迹表现为若干椭圆相互嵌套的封闭曲线,Poincaré 截面图上可以清晰地看到由若干点所围成的封闭曲线;另外,在 7 400~7 650 r/min 出现了短暂的倍周期运动,以 7 600 r/min(二阶临界转速区)为例,此时轴心轨迹表现为两个相互嵌套的椭圆,Poincaré 截面图上有两个独立的点,而且时域波形上有高矮峰交替出现的现象,这些特征均表明这时系统做周期二运动,这是由于转速接近二阶临界转速,振动能量以工频为主,气流激振所引起的分频能量暂时削弱,仅保留能量较高的半频。

2.2 降速过程

为进一步研究含密封激振力的动态特性,特给出系统在失稳前后(5 700~6 200 r/min)降速过程的分岔图和振幅曲线,如图 9 所示。与图 7 所反映的升速过程分岔图相比,系统的失稳转速并没有变化,升降速过程中系统在失稳前后的振幅曲线几乎重合,这些特征说明气流激振并没有像油膜失稳一样存在“滞后效应”,这是因为气体的流动性要远高于液体,气流中的惯性力很弱,并不足以引起惯性效应。

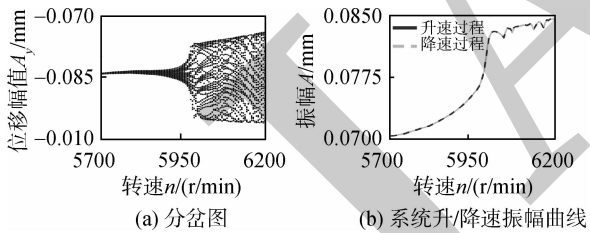


图 9 降速过程的系统响应

Fig. 9 System response in the process of speed down

3 偏心量的影响

3.1 变速情况

图 10 和图 11 分别为偏心量(δ)取 200、400、500、800 $\text{g} \cdot \text{mm}$ 这四种情况下转速由 1 000~10 000 r/min 升速过程的分岔图和瀑布图。当偏心量为 200 $\text{g} \cdot \text{mm}$ 时,系统在 8 100 r/min 发生失稳,由失稳前的周期一运动变为混沌运动,对应的三维频谱在失稳后出现的分频以气流激振频率 f_i 为主,且激振频率 f_i 保持在 55.61 Hz 不随转速的升高而改变,没有出现组合频率成分;当偏心量取 400 $\text{g} \cdot \text{mm}$ 时,系统在 1 000~6 400 r/min 做周期一运动,在 6 400~7 700 r/min 做拟周期运

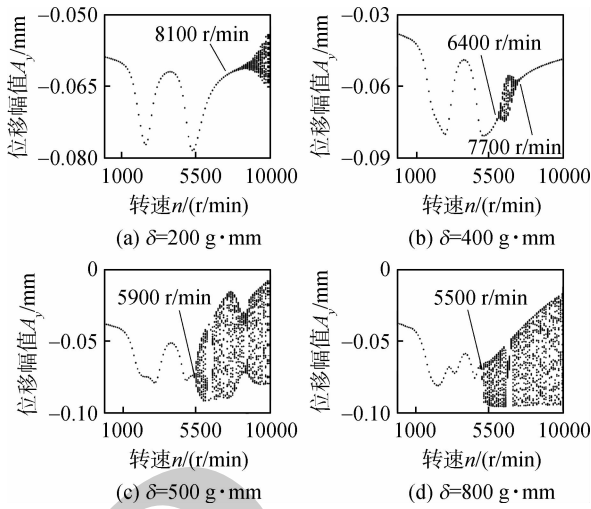
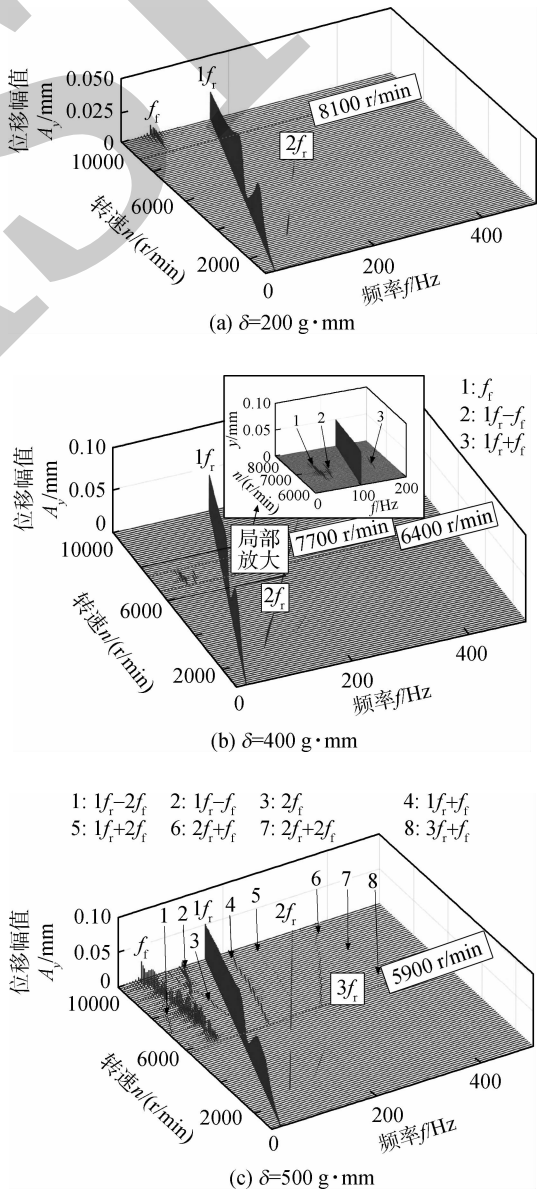


图 10 不同偏心量的分岔图

Fig. 10 Bifurcation diagrams with different eccentricities



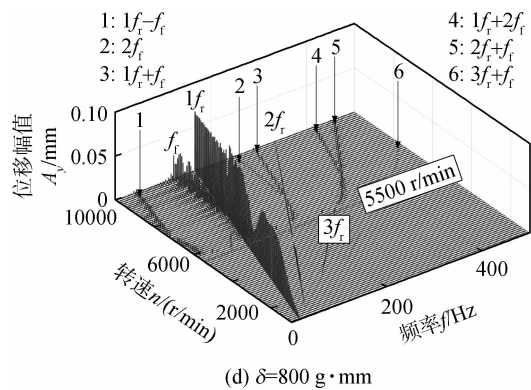


图 11 不同偏心量的瀑布图

Fig. 11 Three-dimensional waterfall map with different eccentricities

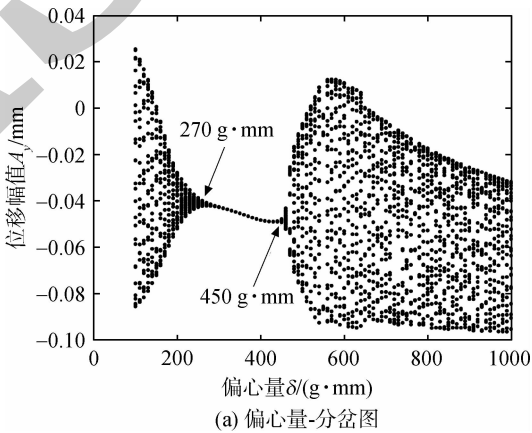
动,在 7700 r/min 以上重新回归周期一运动,在发生失稳的转速范围内出现了气流激振频率 f_i ,以及少量的与工频有关的组合频成分,主要是频和差频,如 $1f_r - f_i$ 和 $1f_r + f_i$;当偏心量增至 500 $\text{g} \cdot \text{mm}$ 时,系统的失稳转速为 5900 r/min,并在失稳后作拟周期运动,对应的频谱中除了气流激振频率 f_i 外还出现了大量的组合频率,主要以工频及其倍频、以及激振频率及其倍频的和频和差频为主,主要有: $1f_r - f_i$ 、 $1f_r + f_i$ 、 $1f_r - 2f_i$ 、 $1f_r + 2f_i$ 、 $2f_i$ 、 $2f_r + f_i$ 、 $2f_r + 2f_i$ 等;当偏心量进一步提高至 800 $\text{g} \cdot \text{mm}$,失稳转速下降到 5500 r/min,失稳后仍然作拟周期运动,频谱中的频率有: $1f_r - f_i$ 、 $1f_r + f_i$ 、 $1f_r - 2f_i$ 、 $1f_r + 2f_i$ 、 $2f_i$ 、 $2f_r + f_i$ 等。

可见偏心量对密封-转子系统的动力学特性影响较大,从整体上看,随着偏心量的增大系统失稳转速逐渐提前,系统的稳定性变差;当偏心量较小时,系统失稳后出现混沌运动,频谱中除了工频 $1f_r$ 和 $2f_r$ 外,只有气流激振频率;当偏心量适当提高后,系统在较高转速做气流激振引起的拟周期运动,这时频谱中出现少量的组合频,但这时气流激振能量较弱,在转速进一步升高后偏心力的作用增强,抑制了气流激振的发生,使系统重归工频振动,这与文献[13]得到的结果一致;随着偏心量的继续增大,气流激振的能量逐渐增强,频谱成分也逐渐丰富。

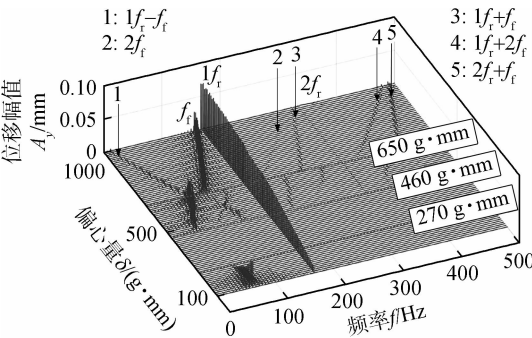
3.2 稳速情况

选取转速为 10 000 r/min,偏心量由 100 $\text{g} \cdot \text{mm}$ 提高至 1000 $\text{g} \cdot \text{mm}$,其余计算参数不变。图 12 和图 13 分别为随偏心量变化的分岔图、三维频谱图、轴心轨迹图、庞加莱截面图和时域波形图。由图 12(a)可见,当偏心量在 100 ~ 270

$\text{g} \cdot \text{mm}$ 时做混沌运动,以偏心 200 $\text{g} \cdot \text{mm}$ 为例:图 13(b)上的 Poincaré 截面图呈“螺旋放射状”;在偏心量较小时的频谱图除随偏心增加而使其幅值缓慢增加的工频外,还出现较多的分频,分频能量多集中在 55.56 ~ 61.11 Hz 之间,且分频的幅值随着偏心量的增大而减小,至 270 ~ 460 $\text{g} \cdot \text{mm}$ 时分频成分完全消失,此时做周期一运动,比如偏心量取 400 $\text{g} \cdot \text{mm}$ 时,由图 13 可见这时的轴心轨迹是单一的椭圆曲线,Poincaré 截面图上仅存在单点,而时域波形运行平稳;当偏心量在 460 ~ 1000 $\text{g} \cdot \text{mm}$ 时系统再次变得不稳定而做拟周期运动,如图 13(a)以偏心 600、800 $\text{g} \cdot \text{mm}$ 和 1000 $\text{g} \cdot \text{mm}$ 三种情况为例,轴心轨迹为若干椭圆曲线相互嵌套而成,轴心轨迹区域要比偏心量较小的情况大幅增加,随着偏心量的增大,轴心轨迹的不稳定区域有所减小;Poincaré 截面图均是由若干点所组成的封闭曲线,图 13(c)中对应的时域波形也较为紊乱,这些都是拟周期的运动特征;在图 12 中,发生拟周期运动后系统除了 $1f_r$,还有 $2f_r$ 、 f_i 、 $1f_r - f_i$ 、 $1f_r + f_i$ 、 $1f_r - 2f_i$ 、 $1f_r + 2f_i$ 、 $2f_i$ 、 $2f_r + f_i$ 等频率,可以明显看出在转速不变的前



(a) 偏心量-分岔图



(b) 偏心量-瀑布图

图 12 随偏心量变化的分岔图和瀑布图

Fig. 12 Bifurcation and 3-D waterfall map varying with eccentricity

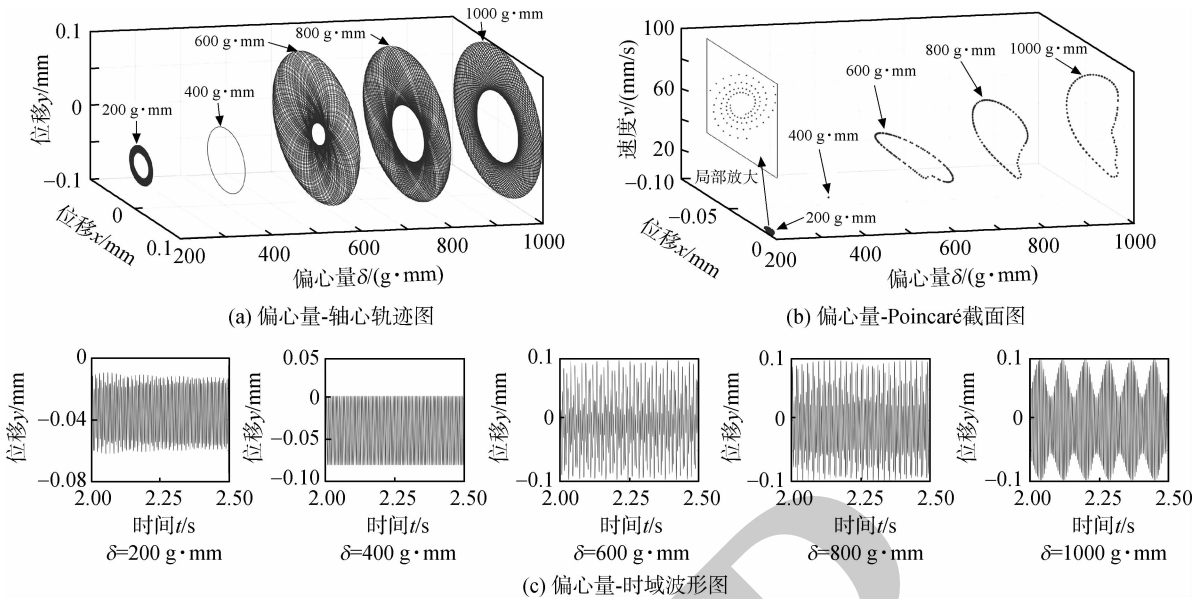


图 13 随偏心量变化的系统响应

Fig. 13 System response varying with eccentricity

提下,气流激振频率 f_i 及其组合频率随着偏心量的提高而增大,并在 $650\text{ g}\cdot\text{mm}$ 时发生了频率跳变现象,以激振频率 f_i 为例:在偏心量为 $460\sim 650\text{ g}\cdot\text{mm}$ 时对应的激振频率在 $38.89\sim 61.67\text{ Hz}$,在 $650\text{ g}\cdot\text{mm}$ 前后跳变到 94.5 Hz ,在 $650\sim 1\,000\text{ g}\cdot\text{mm}$ 时 f_i 在 $94.5\sim 156.7\text{ Hz}$ 范围内线性增加。

4 结 论

1) 升/降速过程的失稳规律:当转速较低时气流激振力影响较弱,系统作周期一运动;当转速达到一定阈值(一般位于超一阶临界转速区)开始发生气流激振,系统做拟周期运动;而由于气流的流动性强,导致其切向惯性力很弱,所以在降速过程滞后效应并不明显。

2) 气流激振的频谱特征:气流激振会发生锁频现象,在一定条件下还会出现组合频率特征,这是流体自激振动的共性特征,与油膜失稳规律进行比较,其异同点见表 1,为准确识别两者的故障特征提供一定的理论依据。

3) 气流激振对振幅的影响:气流力使系统固有频率升高,这是其刚度项使系统整体刚度提高所致;在共振区气流力会使系统振幅下降,这是其阻尼项使系统阻尼提高而削弱了部分振动能量;而在高转速区气流激振会使系统振幅增大。

4) 偏心量对气流激振的影响:在偏心量较低时,系统失稳后以气流激振为主,做混沌运动;偏心量在一定范围内会使系统在高转速区做周期一运动,抑制气流激振;偏心量进一步加大,偏心量

表 1 油膜失稳与气流激振的异同点比较

Table 1 Comparison of similarities and differences between oil film instability and airflow induced vibration		
异同点	油膜失稳	气流激振
相同	1) 同属于在微小间隙内流体引发的自激振动。	
	2) 产生低频振动时,频谱发生锁频现象,有时还会伴有组合频率特征。	
不同	在超过一阶临界转速 2 倍或以上发生油膜振荡,	在超一阶临界转速区直接发生气流激振
	1) 失稳规律	且发生油膜振荡前一般会出现以半频特征为主
	2) 频谱特征	油膜振荡频率约为系统一阶固有频率
	3) 振动幅值	发生油膜振荡振幅大,振动剧烈
不同	4) 惯性滞后效应	较明显
		不明显

影响气流激振使系统失稳后做拟周期运动;随着偏心量的提高,系统失稳转速降低、振幅加大,频谱上除“锁频”外组合频成分开始显现,并逐渐丰富;在转速不变时,提高偏心量会使气流激振频率升高,并出现了频率突变。

参考文献:

[1] 何洪军,荆建平. 非线性转子-密封系统动力学模型研究[J]. 振动与冲击,2014,33(10):73-76.
HE Hongjun, JING Jianping. Dynamic model of a nonlinear rotor-seal system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014,33(10):73-76. (in Chinese)

[2] 罗跃纲,王鹏飞,徐昊,等. 迷宫密封-转子系统研究进展与展望[J]. 大连民族大学学报,2019,21(1):6-14.
LUO Yuegang, WANG Pengfei, XU Hao, et al. Review and prospect on the research of the labyrinth seal-rotor system[J]. Journal of Dalian Minzu University, 2019, 21(1):6-14. (in Chinese)

[3] YAN Xin, HE Kun, LI Jun, et al. Numerical techniques for computing nonlinear dynamic characteristic of rotor-seal system[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014,28(5):1727-1740.

[4] KIRK R G, GUO Z. Influence of leak path friction on labyrinth seal inlet swirl[J]. Tribology Society of Tribologists and Lubrication Engineers, 2009,52(2):139-145.

[5] HIRANO T, GUO Z, KIRK R G. Application of computational fluid dynamics analysis for rotating machinery: Part II labyrinth seal analysis[J]. Transactions, 2005,127(4):820-826.

[6] CANGIOLI F, CHATTERTON S, PENNACCHI P, et al. Thermo-elasto bulk-flow model for labyrinth seals in steam turbines[J]. Tribology International, 2018,119(2):359-371.

[7] SUBRAMANIAN S, SEKHAR A S, PRASAD B V S S. Rotordynamic characteristics of rotating labyrinth gas turbine seal with centrifugal growth[J]. Tribology International, 2016,97(2):349-359.

[8] 孙丹,王双,艾延廷,等. 负错位密封静力和动力特性的数值研究[J]. 航空动力学报,2017,32(4):791-799.
SUN Dan, WANG Shuang, AI Yanting, et al. Numerical study on static and dynamic characteristics[J]. Journal of Aerospace Power, 2017,32(4):791-799. (in Chinese)

[9] 刘兴旺,张官正,李超,等. 涡旋压缩机径向迷宫密封中泄漏气体气动热力学行为研究[J]. 机械工程学报,2015,51

(20):201-207.

LIU Xingwang, ZHANG Guanzheng, LI Chao, et al. Research on gas leakage pneumatic thermodynamic behavior in the radial labyrinth of scroll compressor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015,51(20):201-207. (in Chinese)

[10] WANG Weizhe, LIU Yingzheng, JIANG Puning. Numerical investigation on influence of real gas properties on nonlinear behavior of labyrinth seal-rotor system[J]. Applied Mathematics and Computation, 2015,263:12-24.

[11] MA Wensheng, HUANG Hai, FENG Guoquan, et al. Labyrinth seals diameter and length effect study on nonlinear dynamics[J]. Procedia Engineering, 2015,99(4):1358-1364.

[12] MA Hui, LI Hui, NIU Heqiang, et al. Nonlinear dynamic analysis of a rotor-bearing-seal system under two loading conditions[J]. Journal of Sound & Vibration, 2013, 332(23):6128-6154.

[13] ZHANG Enjie, JIAO Yinghou, CHEN Zhaobo. Dynamic behavior analysis of a rotor system based on a nonlinear labyrinth-seal forces model[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2018,13(10):101002. 1-101002. 12.

[14] 罗跃纲,吴斌,智洪文,等. 基于改进碰摩力模型的迷宫密封-滑动轴承-转子系统动态特性[J]. 大连民族大学学报, 2016,18(1):33-37.
LUO Yuegang, WU Bin, ZHI Hongwen, et al. Dynamics behaviours of labyrinth seal-sliding bearing-rotor system based on improved rub-impact force model[J]. Journal of Dalian Minzu University, 2016,18(1):33-37. (in Chinese)

[15] 马辉,闻邦椿,太兴宇,等. 旋转叶片-机匣系统碰摩动力学[M]. 北京:科学出版社,2017.

[16] BENTLY D E, MUSZYNSKA A. Role of circumferential flow in the stability of fluid-handling machine rotors[R]. Minden, NV; 5th Workshop on Rotor Dynamic Instability Problems in High Performance Turbo Machinery, 1988.

[17] LUO Yuegang, ZHANG Songhe, WU Bin, et al. Dynamic analysis on nonlinear fluid-structure interaction forces of rub-impact rotor system[J]. Open Mechanical Engineering Journal, 2014,8(1):480-486.

[18] 魏统胜,郝点,于海明,等. 迷宫密封气流激振效应对转子振动响应影响的实验研究[J]. 石油大学学报(自然科学版), 2000,24(3):70-72.
WEI Tongsheng, HAO Dian, YU Haiming, et al. Experimental investigation on rotor-dynamic characteristics stimulated by airflow in labyrinth seals[J]. Journal of the University of Petroleum, 2000,24(3):70-72. (in Chinese)

(编辑:叶 青)