

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2019.05.002

文献引用: 张伟政, 薛建雄, 李金晓, 等. 转子-轴承-干气密封系统轴向振动稳定性分析[J]. 润滑与密封, 2019, 44(5): 9-16.

Cite as: ZHANG Weizheng, XUE Jianxiong, LI Jinxiao, et al. Axial vibration dynamic stability analysis of rotor-bearing-dry gas sealing system[J]. Lubrication Engineering, 2019, 44(5): 9-16.

## 转子-轴承-干气密封系统轴向振动稳定性分析\*

张伟政 薛建雄 李金晓 丁雪兴  
(兰州理工大学石油化工学院 甘肃兰州 730050)

摘要: 基于非线性振动原理, 建立转子-轴承-干气密封系统轴向振动动力学模型, 定性分析螺旋角及螺旋槽槽深对系统稳定性的影响, 并与仅考虑干气密封系统的分析结果进行比较。在特定工况下, 计算并通过多次拟合得到非线性气膜轴向刚度和阻尼, 将其代入到双自由度振动方程, 得到一个三阶的非线性双自由度受迫振动微分方程。运用 Runge-Kutta 对该方程进行求解, 分析螺旋角对密封环振动位移的影响。结果表明: 静环的振动位移随着螺旋角 ( $76.5^\circ \sim 80.0^\circ$ ) 的增加先减小后增加, 当螺旋角为  $78.50^\circ$  时, 振动数值最小, 其最大振幅为  $7 \mu\text{m}$ , 最大振速为  $25 \mu\text{m/s}$ ; 在考虑转子和轴承影响的干气密封系统中, 螺旋角对密封环振动的影响更加显著; 改变螺旋角可以调节和减小密封环的振幅, 而改变螺旋槽槽深对静环的振动幅值几乎没有影响。研究表明, 通过适当增加螺旋角度 ( $0.5^\circ \sim 0.6^\circ$ ), 可以使密封环的振动位移最小, 从而保证干气密封系统的稳定运行。

关键词: 干气密封; 非线性振动; 轴向刚度; 稳定性

中图分类号: TH136

## Axial Vibration Dynamic Stability Analysis of Rotor-Bearing-Dry Gas Sealing System

ZHANG Weizheng XUE Jianxiong LI Jinxiao DING Xuexing

(College of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou Gansu 730050, China)

**Abstract:** Based on the nonlinear vibration principle, the axial vibration dynamic model of the rotor-bearing-dry gas seal system was established. The influence of spiral angle and spiral groove depth on system stability was analyzed, and the results were compared with those obtained by only considering the dry gas seal system. In specific conditions, the axial nonlinear gas film stiffness and damping was calculated and fitted, by substituting it into the free vibration equation, a three order nonlinear double freedom forced vibration differential equation was obtained. The Runge-Kutta method was used to solve the equations, and the effect of the spiral angle on the vibration displacement of static ring was analyzed. The results show that the vibration displacement of the static ring is decreased first and then increased with the increasing of the spiral angle (from  $76.5^\circ$  to  $80.0^\circ$ ). When the spiral angle is  $78.50^\circ$ , the vibration value is the smallest, the maximum amplitude is  $7 \mu\text{m}$ , and the maximum vibration velocity is  $25 \mu\text{m/s}$ . In the dry gas seal system considering the influence of rotor and bearing, the influence of spiral angle on the vibration of static ring is more significant. Changing the spiral angle can adjust and reduce the amplitude of the seal ring, while changing the spiral groove depth has little effect on the vibration amplitude of the static ring. The research shows that the vibration displacement of the seal ring can be minimized by properly increasing the helical angle (from  $0.5^\circ$  to  $0.6^\circ$ ), thus ensuring the stable operation of the dry gas seal system.

**Keywords:** dry gas seals; nonlinear vibration; axial stiffness; stability

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51565029; 51165020); 甘肃省自然科学基金项目 (145RJZA083)。

收稿日期: 2018-05-23; 修回日期: 2019-02-25

作者简介: 张伟政 (1978—), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为流体密封技术。E-mail: zhangweiz@163.com.

干气密封气膜之间的轴向平衡间隙为微米级尺寸<sup>[1]</sup>, 当微小的干扰作用于稳定运行的平衡状态密封端面, 就会在平衡位置产生复杂的运动叠加。目前, 干气密封技术不断完善, 有超过 90% 的新型离心压缩机装备了干气密封<sup>[2]</sup>。密封一旦失效, 引起介质泄

漏不仅由于停车维修,造成巨大的经济损失,而且严重的会引起重大安全事故。因此,保证干气密封装置的稳定性、可靠性一直都是国内外研究的热点和难点。

ZIRKELBACK 和 ANDRES<sup>[3]</sup>采用微扰法,基于有限元法求解了扰动雷诺方程,得出了微扰频率的刚度和阻尼系数,并对其密封运动的稳定性进行了讨论。刘雨川<sup>[4]</sup>从轴向和角向方向上,采用有限元法求解微小扰动下的雷诺方程,迭代解出干气密封气膜的动态特性系数,作为气膜稳定性的判断依据。MILLER 和 GREEN<sup>[5]</sup>从轴向和角向两个方向上分析螺旋槽干气密封的密封环的振动情况,并且运用数值频率响应法计算出密封气膜的刚度和阻尼系数。李双喜等<sup>[6]</sup>对微扰雷诺方程采用了一种新的高阶形函数有限元法,获得了气体密封轴向微扰的刚度和阻尼。杜兆年、丁雪兴等<sup>[7-8]</sup>对部分气膜动态特性参数(1轴向、1角向),运用微扰法、近似解析法进行了计算论证。张伟政等<sup>[9]</sup>采用四阶的 Runge-Kutta 求解了气膜与静环的振动微分方程,并且探讨了不同槽型参数对密封系统中静环振动的影响规律。刘蕴等人<sup>[10]</sup>针对干气密封中气膜厚度稳定性,运用 Workbench 中的模态分析法和谐波响应分析对浮动环系统进行研究,总结了不同参数条件下浮动环轴向振动幅值的变化趋势,并对影响其轴向振动幅值的主要因素和次要因素作了分析。丁雪兴等<sup>[11]</sup>建立了气膜-密封环系统轴向振动模型,考虑热耗散变形下的干气密封系统,在轴向上进行振动稳定性动力学分析。成玫等人<sup>[12]</sup>对转子-轴承-密封系统的非线性振动特性进行研究,选择的密封系统是迷宫密封。

目前,尽管在干气密封动力学研究方面已取得了不少成果,但关于干气密封应用大系统下的非线性动力学方面的理论研究还很少,有待于进一步分析研究。以转子、轴承、干气密封系统组成的大系统为研究对象时,考虑到实际的干气密封系统会同时受到密封力和轴承油膜力的影响,这两种因素之间会发生一定程度的耦合以及多频激励,从而导致复杂的动力学响应。本文作者研究转子-轴承-干气密封系统的非线性动力学行为,探讨在实际工况下干气密封槽形参数的稳定范围,归纳失稳的判据,对干气密封优化设计与实际应用具有重要的理论指导意义。

### 1 单自由度干气密封轴向振动计算模型

在恒定转速下(转速  $n = 16\ 500\ \text{r/min}$ ),当不考虑转子、轴承,只考虑气膜和静环时,可建立如图 1

所示的气膜-静环系统轴向振动模型。图中:  $m_2$  为静环质量;  $K_2$  为气膜刚度;  $K_3$  为弹簧刚度;  $C_2$  为气膜阻尼;  $z$  为静环振动位移;  $F(t)$  表示作用在离散质量上的简谐激励力,其大小为  $F_i(t) = P_i \sin(\Omega T + \tau)$ 。

其振动方程为

$$m_2 \ddot{z} + C_2 \dot{z} + K_2 z + K_3 z = F(t) \quad (1)$$

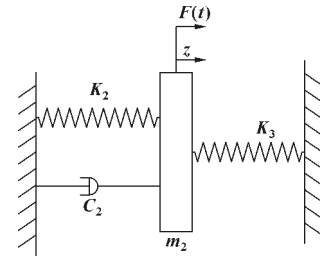


图 1 气膜-静环系统轴向振动模型

Fig 1 Axial vibration model of gas film-static ring system

## 2 双自由度模型与基本方程的建立

### 2.1 转子-轴承-干气密封系统轴向振动模型

模型的假设:在恒定转速下(转速  $n = 16\ 500\ \text{r/min}$ ),将转子-轴承-干气密封系统视为双自由度受迫振动;干气密封气膜可以假定为具有非线性刚度的弹簧;瞬态激励力假定为简谐激励力,其轴向位移可假定为简谐运动。

建立转子-轴承-干气密封系统几何模型如图 2 所示,其轴向振动模型如图 3 所示。

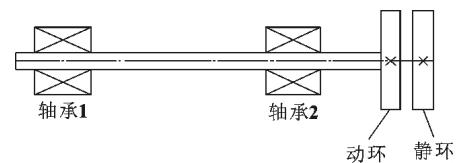


图 2 转子-轴承-干气密封系统

Fig 2 Rotor bearing dry gas seal system

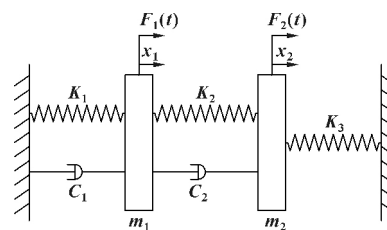


图 3 转子-轴承-干气密封系统轴向振动模型

Fig 3 Axial vibration model of rotor bearing dry gas seal system

图中:  $m_1$  为动环和转轴的质量;  $m_2$  为静环的质量;  $K_1$  为轴承刚度;  $K_2$  为气膜刚度;  $K_3$  为弹簧刚度;  $C_1$  为轴承阻尼;  $C_2$  为气膜阻尼;  $x_1$  为动环振动位移;  $x_2$  为静环振动位移;  $F_1(t)$  和  $F_2(t)$  分别表示作用在两个离散质量上的简谐激振力, 其大小为  $F_i(t) = P_i \sin(\Omega T + \tau)$ 。

### 2.2 转子-轴承-干气密封系统轴向振动计算

由图 3, 根据牛顿定律分别写出两个离散质量的运动方程:

$$\begin{cases} F_1(t) - K_1 x_1 + C_2 [\dot{x}_2 - \dot{x}_1] + K_2 [x_2 - x_1] = m_1 \ddot{x}_1 \\ F_2(t) - C_2 [\dot{x}_2 - \dot{x}_1] - K_2 [x_2 - x_1] - C_3 \dot{x}_2 - K_3 x_2 = m_2 \ddot{x}_2 \end{cases} \quad (2)$$

整理得到:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (C_1 + C_2) \dot{x}_1 - C_2 \dot{x}_2 + (K_1 + K_2) x_1 - K_2 x_2 = F_1(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 - C_2 \dot{x}_1 + C_2 \dot{x}_2 - K_2 x_1 + (K_2 + K_3) x_2 = F_2(t) \end{cases} \quad (3)$$

为简洁, 引入矩阵形式表达:

$$\begin{bmatrix} C_1 + C_2 & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix} = [C], \quad \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & -K_2 \\ -K_2 & K_2 + K_3 \end{bmatrix} = [K], \quad \{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix}, \quad \{F(t)\} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{Bmatrix}, \quad [m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}$$

可将运动方程写成简洁的矩阵形式:  $[m] \{\ddot{x}\} + [C] \{\dot{x}\} + [K] \{x\} = \{F(t)\}$

引入量纲一化公式:

$$\mu_m = \frac{m_2}{m_1}, \quad \mu_k = \frac{K_2}{K_1} \left( \mu_{kj} = \frac{K_j}{K_1} \right), \quad f_2 = \frac{P_2}{P_1 + P_2} \left( f_i = \frac{P_i}{P_1 + P_2} \right), \quad \zeta = \frac{C_1}{2 \sqrt{m_1 K_1}}, \quad \omega = \Omega \sqrt{K_1 / m_1}, \quad \mu_{c_j} = \frac{C_j}{C_1}, \quad X_i = \frac{x_i K_1}{P_1 + P_2}, \quad b = \frac{BK}{P_1 + P_2} \left( b_i = \frac{B_i K_j}{P_1 + P_2}, \quad i = 1, 2; \quad j = 1, 2, 3 \right), \quad t = T \sqrt{m_1 / K_1}$$

则式 (3) 变为

$$\begin{cases} \mu_{m1} \ddot{X}_1 + 2\zeta \mu_{c1} \dot{X}_1 + \mu_{k1} X_1 + 2\zeta \mu_{c2} (\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + \mu_{k2} (X_1 - X_2) = f_1 \sin(\omega t + \tau) \\ \mu_{m2} \ddot{X}_2 + 2\zeta \mu_{c2} (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + \mu_{k2} (X_2 - X_1) + \mu_{k3} X_2 = f_2 \sin(\omega t + \tau) \end{cases} \quad (4)$$

其矩阵形式为

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \mu_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2\zeta(1 + \mu_c) & -2\zeta\mu_c \\ -2\zeta\mu_c & 2\zeta\mu_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 + \mu_{k2} & -\mu_{k2} \\ -\mu_{k2} & \mu_{k2} + \mu_{k3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 - f_2 \\ f_2 \end{bmatrix} \sin(\omega t + \tau)$$

### 3 非线性气膜动态特性参数的计算

#### 3.1 气膜非线性刚度 $K_2$ 和阻尼 $C_2$ 的计算

应用 PH 线性法和变分法求解干气密封非线性雷诺方程, 得到气膜角向涡动刚度的解析式<sup>[8]</sup>为

$$K_a = \frac{4R_i}{\delta + E} \int_1^{\zeta_0} \zeta^2 \frac{\eta(\eta_1(\zeta) \cos\omega + \eta_2(\zeta) \sin\omega)}{(1 - \eta \cos\omega_0)^2} d\zeta \quad (5)$$

稳态下 Reynolds 方程中, 以复数来定义微扰动态压力的微扰量, 其实部对应于气膜的刚度, 虚部对应于气膜的阻尼。利用复数转换法以及多次的迭代平均法对稳态下气膜边值问题进行求解, 获得了气膜轴向刚度和阻尼的近似解析解。

量纲一气膜轴向刚度、轴向阻尼<sup>[11]</sup>为

$$K_a = 2 \int_1^{\zeta_0} \zeta \frac{\eta(\eta_1(\zeta) \cos\omega + \eta_2(\zeta) \sin\omega)}{(1 - \eta \cos\omega_0)^2} d\zeta \quad (6)$$

$$c = 2 \int_1^{\zeta_0} \zeta^2 \frac{\eta(\eta_1(\zeta) \sin\omega + \eta_2(\zeta) \cos\omega)}{(1 - \eta \cos\omega_0)^2} d\zeta \quad (7)$$

式中:

$$\begin{aligned} \eta_1(\zeta) &= c_{10} e^{\sqrt{\beta_1} \zeta} + c'_{10} e^{-\sqrt{\beta_1} \zeta} + (c_{11} e^{\sqrt{\beta_1} \zeta} + c'_{11} e^{-\sqrt{\beta_1} \zeta} + \frac{A_1}{2\sqrt{\beta_1}} \zeta e^{\sqrt{\beta_1} \zeta} - \frac{B_1}{2\sqrt{\beta_1}} \zeta e^{-\sqrt{\beta_1} \zeta}) \varepsilon; \\ \eta_2(\zeta) &= c_{20} e^{\sqrt{\beta_1} \zeta} + c'_{20} e^{-\sqrt{\beta_1} \zeta} + (c_{21} e^{\sqrt{\beta_1} \zeta} + c'_{21} e^{-\sqrt{\beta_1} \zeta} + \frac{A_2}{2\sqrt{\beta_1}} \zeta e^{\sqrt{\beta_1} \zeta} - \frac{B_2}{2\sqrt{\beta_1}} \zeta e^{-\sqrt{\beta_1} \zeta} - \frac{\alpha_2}{\beta_1}) \varepsilon; \\ c_{10} &= A e^{\sqrt{\beta_1} \zeta_0} / (e^{2\sqrt{\beta_1} \zeta_0} - e^{2\sqrt{\beta_1}}), \quad c'_{10} = -A e^{\sqrt{\beta_1}(\zeta_0 + 2)} / (e^{2\sqrt{\beta_1} \zeta_0} - e^{2\sqrt{\beta_1}}), \\ c_{20} &= B e^{\sqrt{\beta_1} \zeta_0} / (e^{2\sqrt{\beta_1} \zeta_0} - e^{2\sqrt{\beta_1}}), \quad c'_{20} = -B e^{\sqrt{\beta_1}(\zeta_0 + 2)} / (e^{2\sqrt{\beta_1} \zeta_0} - e^{2\sqrt{\beta_1}}), \\ c_{11} &= [-A_1(\zeta_0 e^{2\sqrt{\beta_1} \zeta_0} - e^{2\sqrt{\beta_1}}) + B_1(\zeta_0 - 1)] / [2\sqrt{\beta_1} \cdot (e^{2\sqrt{\beta_1} \zeta_0} - e^{2\sqrt{\beta_1}})], \\ c'_{11} &= -A_1 e^{2\sqrt{\beta_1}} / (2\sqrt{\beta_1}) + B_1 / (2\sqrt{\beta_1}) - c_{11} e^{2\sqrt{\beta_1}}, \\ c_{21} &= -c_{21} e^{2\sqrt{\beta_1}} - \frac{A_2}{2\sqrt{\beta_1}} e^{2\sqrt{\beta_1}} + \frac{B_2}{2\sqrt{\beta_1}} + \frac{\alpha_2}{\beta_1} e^{\sqrt{\beta_1}}, \end{aligned}$$

$$c_{21} = \left[ -\frac{A_2}{2\sqrt{\beta_1}}(\zeta e^{\sqrt{\beta_1}\zeta_0} - e^{2\sqrt{\beta_1}}) + \frac{B_2}{2\sqrt{\beta_1}}(\zeta_0 - 1) + \frac{\alpha_2}{\beta_1}(e^{\sqrt{\beta_1}\zeta_0} - e^{\sqrt{\beta_1}}) \right] / [e^{2\sqrt{\beta_1}\zeta_0} - e^{2\sqrt{\beta_1}}],$$

$$A_1 = (-\alpha_1\sqrt{\beta_1} + \alpha_2)c_{20}, B_2 = (\alpha_1\sqrt{\beta_1} + \alpha_2)c_{20},$$

$$A_2 = (\alpha_1\sqrt{\beta_1} - \alpha_2)c_{10}, B_2 = -(\alpha_1\sqrt{\beta_1} + \alpha_2)c_{10},$$

$$A = \frac{1}{\eta}(P_0 - 1)(\cos w_0 - \eta), B = \frac{1}{\eta}(P_0 - 1)\sin w_0,$$

$$n^2 + \beta_0^2 = \beta_1, 2\beta_0 = \alpha_1\varepsilon, n\chi = \alpha_2\varepsilon,$$

$$\omega = n\varphi + \beta_0\zeta, \omega_0 = \beta_0\zeta, \beta_0 = n\tan\alpha, h = E/(E + d + x_2)$$

气膜的轴向摆动刚度<sup>[7]</sup>:

$$K^* = a \frac{\pi R_i^2 P_i}{\delta} \quad (8)$$

气膜阻尼:

$$C^* = c \frac{R_i P_i}{2n_r} \quad (9)$$

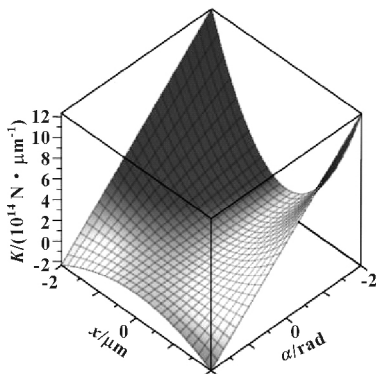


图 4 气膜刚度随螺旋角和静环振动位移的变化曲面

Fig 4 Variation of film stiffness with spiral angle and vibration displacement of the stationary ring

将公式 (5) — (9) 运用 Maple 软件多次地拟合平均计算出密封气膜刚度  $K_2$  和阻尼  $C_2$  的非线性方程分别为

$$K_2 = -1\ 812.005\ 950\alpha + 2\ 463.115\ 574 - 7.069\ 855\ 800 \times 10^8 x_2 \alpha + 9.609\ 540\ 480 \times 10^8 x_2 - 9.186\ 853\ 050 \times 10^{13} x_2^2 \alpha + 1.248\ 601\ 136 \times 10^{14} x_2^2 \quad (10)$$

$$C_2 = 500.681\ 500\ 0\alpha - 684.420\ 115\ 5 + 1.986\ 379\ 500 \times 10^8 x_2 \alpha - 2.717\ 728\ 176 \times 10^8 x_2 + 2.626\ 491\ 500 \times 10^{13} x_2^2 \alpha - 3.596\ 760\ 561 \times 10^{13} x_2^2 \quad (11)$$

气膜刚度随螺旋角和静环的振动位移的变化曲面,如图 4 所示,在静环振动位移方向上,气膜刚度的分布规律是先降低后升高。气膜阻尼随螺旋角和静环的振动位移的变化曲面,如图 5 所示,在静环振动位移方向上,气膜阻尼的分布规律是先升高后降低。

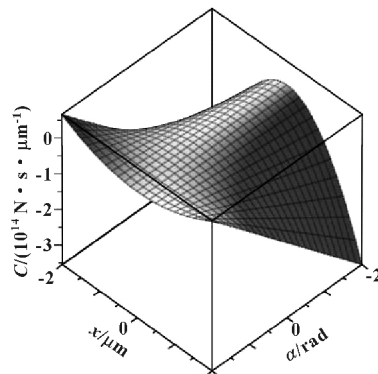


图 5 气膜阻尼随螺旋角和静环振动位移的变化曲面

Fig 5 Variation of film damping with spiral angle and vibration displacement of the stationary ring

### 3.2 实例计算

文中研究的样机的几何参数: 内径  $D_i = 122\text{ mm}$ , 外径  $D_o = 159\text{ mm}$ , 平衡直径  $D = 122\text{ mm}$ ; 螺旋槽数  $N = 16$ , 槽深  $2h_g = 8\ \mu\text{m}$ , 螺旋角  $\alpha = 77.92^\circ$ ; 硬环的外径为  $163\text{ mm}$ , 内径为  $112\text{ mm}$ ; 静环的外径为

$165\text{ mm}$ , 内径为  $122\text{ mm}$ 。设计的运行参数: 介质气体为氮气, 介质压力为  $0.6\text{ MPa}$ , 环境压力  $p_i = 0.1013\text{ MPa}$ , 转速  $n = 16\ 500\text{ r/min}$ , 气膜厚度  $h = 3.47\ \mu\text{m}$ 。系统参数值如表 1 所示。

表 1 系统的参数值

Table 1 Parameter values of the system

动环质量 $m_d/\text{kg}$	轴质量 $m_b/\text{kg}$	静环质量 $m_2/\text{kg}$	轴承阻尼 $C_1/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	轴承刚度 $K_1/(\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$	弹簧刚度 $K_3/(\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$
0.722 60	50.940 048	0.457 01	$5.852\ 64 \times 10^5$	274.4	400

根据样机几何参数和表 1 所示系统参数, 可得到:

$$m_1 = 51.662\ 647\ \text{kg}$$

$$\mu_m = 8.845\ 96 \times 10^{-3}$$

$$\zeta = 2.457\ 77$$

$$\mu_{k_3} = K_3/K_1 = 1.457\ 7$$

$$\begin{aligned} \mu_{k_2} = K_2/K_1 = & -0.660\ 352\ 022\ 6 \times 10^{-5} \alpha + 0.897\ 636 \\ & 871 \times 10^{-5} - 2.576\ 478\ 061 x_2 \alpha + 3.502\ 019\ 125 x_2 - \\ & 334\ 797.851\ 7 x_2^2 \alpha + 455\ 029.568\ 5 x_2^2 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \mu_c = C_2/C_1 = & 0.008\ 554\ 797\ 493 \alpha - 0.011\ 694\ 211\ 77 \\ & + \\ & 3\ 393.988\ 866 x_2 \alpha - 4\ 643.593\ 619 x_2 + 0.448\ 770\ 383\ 9 \end{aligned}$$

$$\times 10^9 x_2^2 \alpha - 0.614\ 553\ 528\ 1 \times 10^9 x_2^2 \quad (13)$$

样机的螺旋角  $\alpha = 77.92^\circ$ , 联立式 (9)、(10), 运用 Runge-Kutta 求解振动方程 (1), 获得该螺旋角下响应的时间历程图和相轨图, 如图 6 所示, 可知螺旋角  $\alpha = 77.92^\circ$  时, 单自由度下静环的最大振幅为  $4\ \mu\text{m}$ 。同样, 联立式 (11)、(12), 运用 Runge-Kutta 求解振动方程 (4), 获得该螺旋角下响应的时间历程图和相轨图, 如图 7 所示, 可知  $\alpha = 77.92^\circ$  时, 双自由度下静环的最大振幅为  $9\ \mu\text{m}$ 。即考虑了转子、轴承影响的干气密封系统静环的振动位移大于仅考虑干气密封的静环的振动位移。

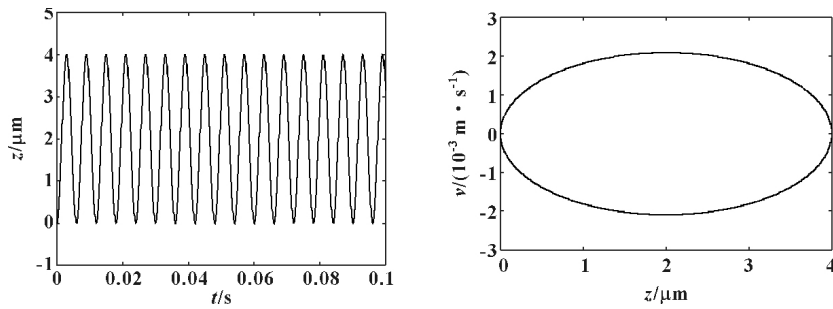


图 6 单自由度下螺旋角  $\alpha = 77.92^\circ$  的时间历程图及相轨图

Fig 6 The time history diagram and phase diagram under single degree of freedom at the spiral angle  $\alpha = 77.92^\circ$

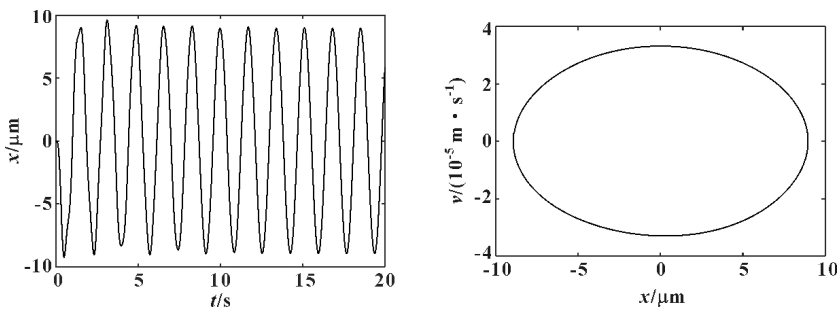


图 7 双自由度下螺旋角  $\alpha = 77.92^\circ$  的时间历程图及相轨图

Fig 7 The time history diagram and phase diagram under two degrees of freedom at the spiral angle  $\alpha = 77.92^\circ$

### 3.2 螺旋槽螺旋角响应的优化

由文献 [13] 的螺旋角取值  $\alpha = 77.92^\circ$ , 在其邻域内取值, 即螺旋角分别取  $76.78^\circ$ 、 $77.35^\circ$ 、 $78.50^\circ$ 、 $79.07^\circ$ 、 $79.64^\circ$ , 联立式 (11)、(12), 运用 Runge-Kutta 求解振动方程 (4), 获得不同螺旋角下响应的时间历程图和相轨图, 如图 8 所示。可见, 极小的螺旋角变化就可引起较大振动数值的变化。图

9 示出了螺旋角度与静环振动位移的关系。可见: 静环振动位移随着螺旋角度 ( $76.5^\circ \sim 80.0^\circ$ ) 的增加先减小后增加; 当  $\alpha = 78.50^\circ$  时, 振动数值最小, 其最大振幅为  $7\ \mu\text{m}$ , 最大振速为  $25\ \mu\text{m/s}$ 。因此, 当  $\alpha = 78.50^\circ$  时, 动环和静环的追随性最佳, 证明该系统运行稳定。

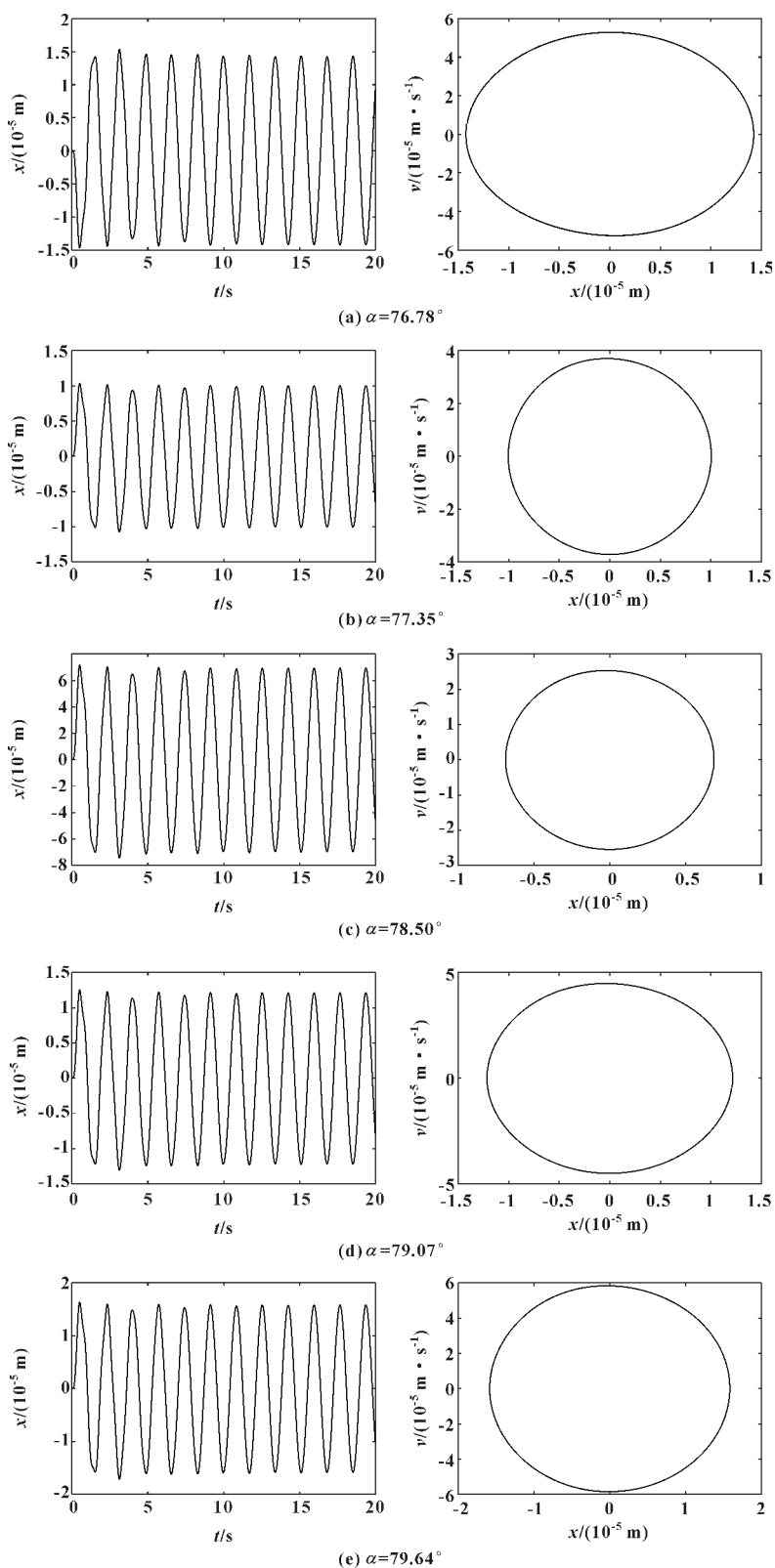


图 8 双自由度下不同螺旋角的时间历程图及相轨图

Fig 8 Time history diagram and phase orbit diagram at different spiral angle angles under double degrees of freedom

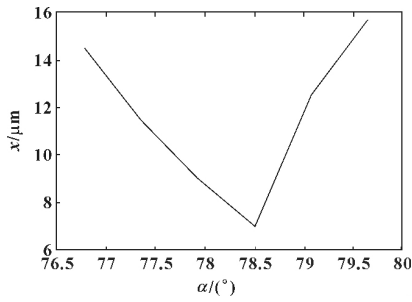


图9 螺旋角度与静环位移的关系

Fig 9 The relationship between spiral angle and displacement of static ring

### 3.3 螺旋槽槽深响应的优化

取螺旋角  $\alpha = 78.50^\circ$ ，以螺旋槽干气密封的槽深为控制变量，分别取槽深  $2h_g = 6, 8, 10 \mu\text{m}$ ，利用 Runge-Kutta 求解振动方程 (4)，获得不同槽深响应的时历程图和相轨图，如图 10 所示。可知：螺旋槽干气密封的槽深  $2h_g = 6 \mu\text{m}$  时，静环振动的最大幅值是  $7 \mu\text{m}$ ； $2h_g = 8 \mu\text{m}$  时，静环振动的最大幅值是  $6 \mu\text{m}$ ； $2h_g = 10 \mu\text{m}$  时，静环振动的最大幅值是  $5 \mu\text{m}$ 。即，槽深数值越大，静环的振动幅值越小。

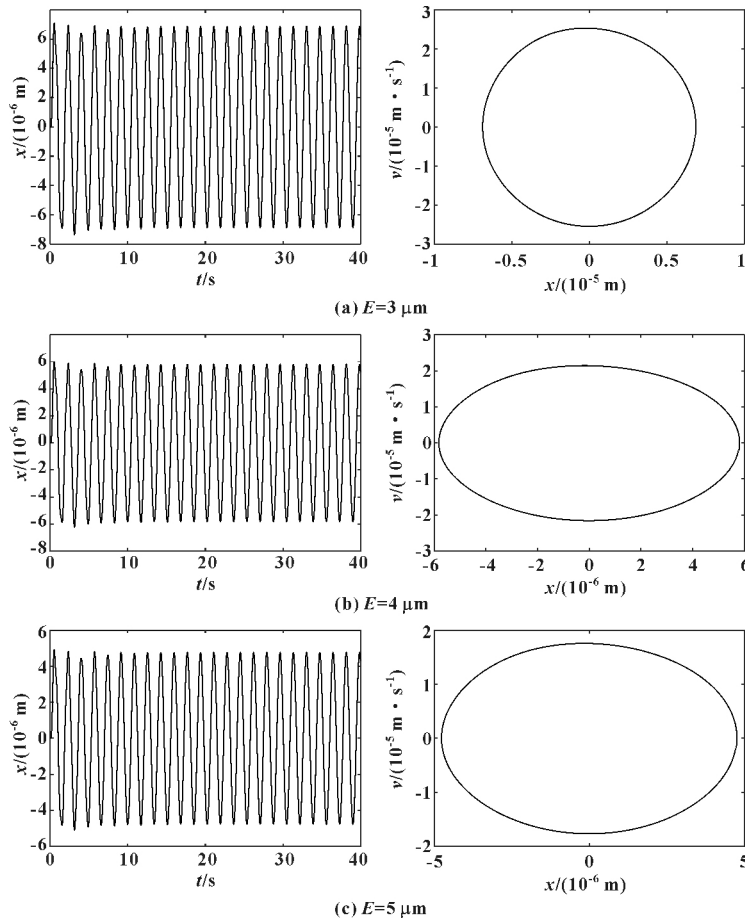


图 10 不同槽深下的时历程图及相轨图

Fig 10 Time history diagram and phase diagram of different depths

当  $E = 3 \mu\text{m}$  时，通过 Maple 软件多次的拟合平均计算出气膜非线性刚度：

$$K_{2(E=3)} = -20\,384.759\,80\alpha + 27\,721.053\,22 - 5.553\,574\,030 \times 10^9 x\alpha + 7.551\,913\,295 \times 10^9 x - 8.033\,919\,000 \times 10^{13} x^2\alpha + 1.091\,345\,691 \times 10^{14} x^2$$

$$C_{2(E=3)} = -56\,432.556\,00\alpha + 76\,741.700\,65 - 1.495\,387\,605 \times 10^{10} x\alpha + 2.033\,440\,258 \times 10^{10} x + 6.349\,430\,000 \times 10^{13} x^2\alpha - 8.674\,215\,395 \times 10^{13} x^2$$

当  $E = 4 \mu\text{m}$  时，螺旋槽干气密封气膜的刚度、阻尼：

$$K_{2(E=4)} = -21\,984.302\,65\alpha + 29\,895.989\,48 - 5.069\,306\,530 \times 10^9 x\alpha + 6.893\,242\,645 \times 10^9 x - 4.647\,440\,000 \times 10^{12} x^2\alpha + 6.198\,917\,890 \times 10^{12} x^2$$

$$C_{2(E=4)} = -59\,196.118\,00\alpha + 80\,498.853\,70 - 1.295\,629\,585 \times 10^{10} x\alpha + 1.761\,748\,975 \times 10^{10} x + 3.572\,492\,800 \times 10^{14} x^2\alpha - 4.862\,332\,009 \times 10^{14} x^2$$

当  $E = 5 \mu\text{m}$  时, 螺旋槽干气密封气膜的刚度、阻尼:

$$K_{2(E=5)} = -23\,315.892\,80\alpha + 31\,706.502\,96 - 4.632\,838\,905 \times 10^9 x\alpha + 6.299\,588\,900 \times 10^9 x + 4.122\,853\,500 \times 10^{13} x^2 \alpha - 5.618\,742\,845 \times 10^{13} x^2$$

$$C_{2(E=5)} = -62\,300.699\,60\alpha + 84\,719.731\,10 - 1.136\,956\,435 \times 10^{10} x\alpha + 1.545\,935\,042 \times 10^{10} x + 5.062\,677\,000 \times 10^{14} x^2 \alpha - 6.888\,841\,635 \times 10^{14} x^2$$

由图 11 可知, 随着槽深的增加, 静环振动位移是减小的。但是, 从总的趋势来看, 改变螺旋槽干气密封的槽深, 静环振动的幅值没有发生太大的变化, 而通过之前的改变螺旋槽的螺旋角度响应可以得出, 螺旋角度的变化对干气密封系统静环的振动幅值影响比较明显。

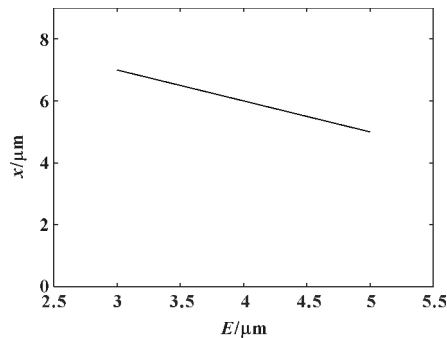


图 11 螺旋槽槽深与静环位移的关系

Fig 11 Relationship between groove depths and static ring displacement

#### 4 结论

(1) 研究表明, 静环在双自由度下的振动幅值比单自由度下的振动振幅值要大, 所以研究干气密封系统考虑转子和轴承是非常必要的, 文中所建立的双自由度转子-轴承-干气密封系统轴向振动模型更接近于实际工况。

(2) 螺旋角变化对系统稳定性的影响较大, 极小的螺旋角变化就可引起较大振动数值的变化; 适当增大螺旋角度, 可以提高整个大系统的稳定性。而螺旋槽槽深的改变, 对干气密封静环的振动幅值几乎没有影响。

(3) 由于转子-轴承-干气密封系统是一个复杂的非线性系统, 其中的非线性动力学行为还有待实验验证。

#### 参考文献

- [1] KRIVSHICH N G, PAVLYUK S A, KOLESNIK S A, et al. Dry gas seal systems for equipment with slow shaft rotation [J]. Chemical & Petroleum Engineering 2007 43(11/12): 676-680.
- [2] 杨焯, 许克军, 彭斌望, 等. 离心式压缩机干气密封技术探讨 [J]. 安全密封 2014(6): 89-91.
- [3] ZIRKELBACK N, ANDRES L S. Effect of frequency excitation on force coefficients of spiral groove gas seals [J]. Journal of

Tribology 1999 121(4): 283-286.

- [4] 刘雨川. 端面气膜密封特性研究 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 1999.
- [5] MILLER B A, GREEN I. Numerical techniques for computing rotor dynamic properties of mechanical gas face seals [J]. Journal of Tribology 2002 124(4): 1-9.
- [6] 李双喜, 蔡纪宁, 陈罕, 等. 高速螺旋槽气体密封轴向微扰的有限元分析 [J]. 北京化工大学学报(自然科学版) 2003 30(1): 52-56.  
LI S X, CAI J N, CHEN H, et al. A finite element procedure for axial perturbation of high-speed spiral groove gas-face seals [J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science Edition) 2003 30(1): 52-56.
- [7] 杜兆年, 丁雪兴, 俞树荣, 等. 轴向微扰下干气密封螺旋槽润滑气膜的稳定性分析 [J]. 润滑与密封 2006 31(10): 127-130.  
DU Z N, DING X X, YU S R, et al. A stability analysis for lubricating gaseous film of the spiral grooved gas seals subjected to axial perturbation [J]. Lubrication Engineering 2006 31(10): 127-130.
- [8] 丁雪兴, 王悦, 张伟政, 等. 螺旋槽干气密封润滑气膜角向涡动的稳定性分析 [J]. 北京化工大学学报(自然科学版), 2008 35(2): 82-86.  
DING X X, WANG Y, ZHANG W Z, et al. A stability analysis for lubricating gaseous film of spiral grooved gas seals subjected to angular eddy motion [J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science Edition) 2008 35(2): 82-86.
- [9] 张伟政, 俞树荣, 丁雪兴, 等. 螺旋槽干气密封系统轴向振动响应及结构优化 [J]. 排灌机械工程学报 2010 28(3): 228-232.  
ZHANG W Z, YU S R, DING X X, et al. Dynamic response of axial vibration and structural optimization for dry gas seal system with spiral groove [J]. Journal of drainage and irrigation Machinery Engineering 2010 28(3): 228-232.
- [10] 刘蕴, 殷国富, 杜建媛, 等. 螺旋槽型干气密封系统轴向振动影响因素研究 [J]. 四川大学学报(工程科学版) 2016, 48(S2): 155-160.  
LIU Y, YIN G F, DU J Y, et al. Research of axial vibration of dry gas seal system with spiral groove [J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition) 2016 48(S2): 155-160.
- [11] 丁雪兴, 陆俊杰, 刘勇, 等. 热耗散变形下干气密封系统轴向振动稳定性分析 [J]. 振动工程学报 2016 29(1): 78-86.  
DING X X, LU J J, LIU Y, et al. Stability analysis on axial vibration of dry gas seal system under the thermo-elastic deformation considering the thermal dissipation [J]. Journal of Vibration Engineering 2016 29(1): 78-85.
- [12] 成玫, 孟光, 荆建平. 转子-轴承-密封系统的非线性振动特性 [J]. 上海交通大学学报 2007 41(3): 398-403.  
CHENG M, MENG G, JING J P. The nonlinear dynamical behaviors of a rotor-bearing-seal [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University 2007 41(3): 398-403.
- [13] GABRIEL R P. Fundamentals of spiral groove non-contacting face seals [J]. Lubrication Engineering 1994 50: 215-224.