

DOI: 10.16078/j.tribology.2018144

# 干气密封力学系统动态性能及其影响因素间的交互作用分析

陈源<sup>1,2</sup>, 江锦波<sup>2</sup>, 彭旭东<sup>2\*</sup>, 严天宏<sup>1</sup>, 李运堂<sup>1</sup>, 李孝禄<sup>1</sup>, 李纪云<sup>2</sup>

(1. 中国计量大学机电工程学院, 浙江 杭州 310018;

2. 浙江工业大学机械工程学院, 浙江 杭州 310032)

**摘要:** 在考虑转轴轴向振动的情况下, 基于气体润滑和动力学相关理论, 建立了微扰膜压控制方程和挠性安装静环运动方程. 研究了介质压力、螺旋角对干气密封动态特性和瞬态响应的影响; 定义了膜厚扰动的突变峰和周期峰, 并以突变峰或周期峰最小作为动态性能的优化目标, 基于完全析因设计法, 开展了高参数螺旋槽干气密封动态性能影响因素间的交互作用分析. 研究表明: 高速条件下, 膜厚振动型态受介质压力影响较大, 当介质压力较小时, 气膜动态阻尼较小, 气膜振动初始阶段易发生波幅逐渐衰减的振荡, 而当介质压力增大到一定程度时较大的气膜动态阻尼使膜厚振动迅速衰减, 振荡现象消失; 高速高压条件下, 除挠性环质量和弹簧刚度对周期峰的影响存在显著交互作用外, 其余各影响因素对突变峰和周期峰均不存在明显的交互作用, 可独立开展优化而不牺牲其结果精度.

**关键词:** 高参数; 干气密封; 力学系统; 动态性能; 交互作用

中图分类号: TH117.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0269-10

## Dynamic Performance of Dry Gas Seals and Analysis of Interactions among Its Influencing Factors

CHEN Yuan<sup>1,2</sup>, JIANG Jinbo<sup>2</sup>, PENG Xudong<sup>2\*</sup>, YAN Tianhong<sup>1</sup>, LI Yuntang<sup>1</sup>, LI Xiaolu<sup>1</sup>, LI Jiyun<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, China Jiliang University, Zhejiang Hangzhou 310018, China

2. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Zhejiang Hangzhou 310032, China)

**Abstract:** The perturbation gas film pressure governing equations and motion equation of spiral groove dry gas seals with flexibly mounted stator, which took the axial vibration of rotor into consideration, were presented based on gas film lubrication and kinetic theories. The influences of sealed pressure and spiral angle on dynamic characteristics and transient responses were researched under the condition of high-speed. It is shown that gas film sharply oscillated along a certain path when the sealed pressure was relatively low. Saltation peak and period peak of gas film thickness disturbance were defined, and their minimum values were considered as the optimization objects of seal dynamic performance. The interactions among spiral angle (typical representative of structure parameters of spiral groove), spring stiffness, secondary seal damping and stator mass were analyzed under high-speed and high-pressure conditions based on the method of full factorial design. The results show that there was an obvious interaction between spring stiffness and stator mass for period peak, and the other factors affecting dynamic performance of dry gas seal systems can be treated as independent variables to be optimized without affecting the precision of the results of seal dynamic performance.

Received 30 September 2018, revised 28 November 2018, accepted 18 December 2018, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: xdpeng@126.com, Tel: +86-13805766256.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51575490, 51705458) and the Natural Science Key Foundation of Zhejiang Province, China (LY18E050026, LQ17E050008).

国家自然科学基金项目(51575490, 51705458)和浙江省自然科学基金项目(LY18E050026, LQ17E050008)资助.

**Key words:** high parameters; dry gas seal; mechanical system; dynamic performance; interactions

干气密封(DGS)以其低泄漏、零磨损和长寿命等优越的密封性能被广泛应用于高速高压透平机械的轴端密封装置<sup>[1-2]</sup>。但随着DGS向更高参数发展,特别是更高速情况下,转轴轴向振动加剧,易使DGS稳定性遭到破坏,严重甚至会导致DGS发生碰磨或密封环撞碎而失效。针对此问题研究者们一直致力于高速DGS的提稳设计,通过端面型槽结构参数优化或型槽创新设计来改善端面气膜稳定性是研究的重要方向,Zirkelback<sup>[3-4]</sup>研究了螺旋槽结构参数对DGS气膜刚度和阻尼的影响,给出了气膜稳定性较好的螺旋槽结构参数优化范围。彭旭东等<sup>[5-8]</sup>则将仿生学应用到端面型槽的设计,开发出系列具有较高气膜刚度的DGS仿生型槽。随着干气密封运动学研究的发展,DGS稳定性研究不再仅限于密封端面,而是针对DGS整个力学系统及其运动规律。早在20世纪80年代,Etsion等<sup>[9-12]</sup>针对静环挠性安装(FMS)非接触式机械密封进行了动力学分析,推导了静环运动表达式,并分析了密封的动态稳定性及瞬态响应规律。其后的几年中,Green等<sup>[13-14]</sup>针对FMS-DGS,用数值法求解了挠性安装静环运动方程,计算了有无弹性和阻尼支撑条件下的稳定性阈值,并系统分析了转速、弹簧支撑刚度和密封圈阻尼等参数对楔面DGS最小密封环间隙及静环章动的影响规律。2002年,Ruan<sup>[15]</sup>在考虑动环轴向振动和角向安装偏差以及端面接触的情况下,分析了螺旋槽干气密封(S-DGS)挠性安装静环的动态追随性。结果表明:端面接触仅发生在密封启停阶段的一小段时间内。2014年,刘向峰等<sup>[16]</sup>在Miller等的研究<sup>[17]</sup>基础上用半解析法研究了极端工况下S-DGS挠性安装静环对轴

向和角向扰动的动态响应,并分别以静环轴向和角向响应的最大振幅和衰减时间为目标函数优化螺旋槽结构参数。2016年,Blasiak等<sup>[18]</sup>则对比分析了收敛锥度、波度、螺旋槽和直线槽四种端面结构的FMS结构DGS的动态追随性,结果表明端面结构、转速、槽深膜厚比及弹性元件物性参数均对轴向和角向振动有较大影响,因此合理配置参数可有效减小膜厚振幅。

上述研究虽已全面分析了密封力学系统各因素对其运行稳定性的影响,但对于各影响因素之间的交互作用并未涉及。本文作者在深入讨论S-DGS动态性能的基础上,定义了膜厚扰动的突变峰和周期峰,并以突变峰或周期峰最小作为动态性能的优化目标,在高速高压条件下,以螺旋角作为螺旋槽结构参数的典型代表,基于完全析因设计法,开展螺旋角、弹簧刚度、密封圈阻尼、挠性环质量间的交互作用分析,为高参数DGS工程设计提供一定的理论依据。

### 1 计算模型

#### 1.1 物理模型

图1所示为FMS结构S-DGS截面图。当动环高速旋转时,在螺旋槽的作用下密封端面间产生的气体动压将使端面打开并形成一层微米级厚度的气膜,在密封实际运行中,由于动环的轴向振动,膜厚往往会发生变化,而膜厚变化过大将会造成密封因泄漏过大或端面碰磨而失效。图2所示为FMS结构S-DGS的运动学分析模型,在密封的动态追随性分析中,气膜被视为具有一定刚度和阻尼特性的弹簧-阻尼系统<sup>[2]</sup>。一般认为气膜动态刚度和阻尼越大,密封的动态稳定性越好。

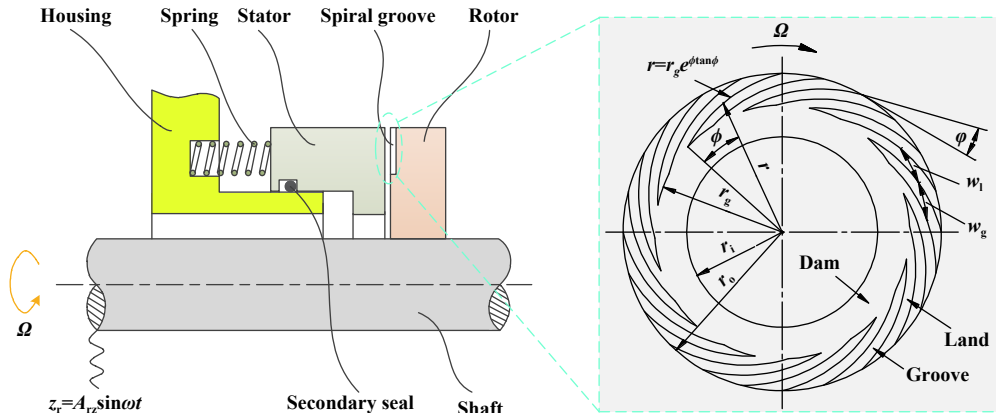


Fig. 1 Schematic cross section of S-DGSs with flexibly mounted stator

图1 FMS结构S-DGS截面图

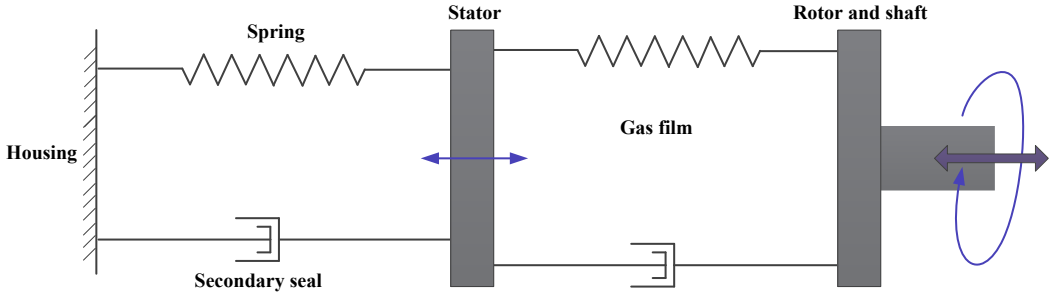


Fig. 2 Kinematic model of S-DGSs with flexibly mounted stator

图2 FMS结构S-DGS运动学模型

1.2 数学模型

假设S-DGS端面间为理想气体,且为层流流动,忽略离心力和惯性力的作用,不考虑端面变形的影响,则在柱坐标下的瞬态雷诺方程为<sup>[19]</sup>

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = \frac{\Omega}{2} \frac{\partial (ph)}{\partial \theta} + \frac{\partial (ph)}{\partial t} \quad (1)$$

稳态雷诺方程为

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{p_0 h_0^3}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{p_0 h_0^3}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial r} \right) = \frac{\Omega}{2} \frac{\partial (p_0 h_0)}{\partial \theta} \quad (2)$$

利用瞬态雷诺方程(1)和稳态雷诺方程(2)并运用小扰动法推导出微扰雷诺方程组(推导过程参考文献[20]),并引入无量纲变量如下:

$$P_0 = \frac{p_0}{p_i}; P_{zj} = \frac{p_{zj} h_b}{p_i} (j = r, i); \Lambda = \frac{6\mu\Omega r_i^2}{p_i h_b^2};$$

$$H_0 = \frac{h_0}{h_b}; \Gamma = \frac{\omega}{\Omega}; R = \frac{r}{r_i}$$

其中: $p_0$ 为密封端面的稳态气膜压力; $p_z$ 为端面上沿z轴方向的微扰气膜压力; $p_i$ 为端面内径处压力; $h_b$ 为非槽区平衡膜厚; $h_0$ 为端面上任意一点的平衡膜厚; $\mu$ 为气体动力黏度; $\Omega$ 为轴转动角速度; $\omega$ 为激励角频率; $r_i$ 为静环内半径; $\Lambda$ 为压缩数; $\Gamma$ 为激励频率比。

则无量纲稳态雷诺方程和无量纲微扰雷诺方程组的表达式分别如式(3)和式(4a~4b)所示<sup>[21]</sup>:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial R} \right) = \Lambda \frac{\partial (P_0 H_0)}{\partial \theta} \quad (3)$$

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \frac{3}{2} H_0^3 \frac{\partial P_0^2}{\partial \theta} + H_0^3 \frac{\partial (P_0 P_{zr})}{\partial \theta} \right] +$$

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left[ \frac{3}{2} R H_0^3 \frac{\partial P_0^2}{\partial R} + R H_0^3 \frac{\partial (P_0 P_{zr})}{\partial R} \right] \quad (4a)$$

$$- \Lambda \frac{\partial (P_{zr} H_0 + P_0)}{\partial \theta} + 2\Lambda \Gamma P_{zi} H_0 = 0$$

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ H_0^3 \frac{\partial (P_0 P_{zi})}{\partial \theta} \right] + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left[ R H_0^3 \frac{\partial (P_0 P_{zi})}{\partial R} \right]$$

$$- \Lambda \frac{\partial (P_{zi} H_0)}{\partial \theta} - 2\Lambda \Gamma (P_{zr} H_0 + P_0) = 0 \quad (4b)$$

方程(3)和方程组(4a~4b)的边界条件为

1) 端面内外径轮廓边界处,有

$$\begin{cases} P_0 = 1 (R = 1) \\ P_0 = p_o/p_i (R = r_o/r_i) \\ P_{zj} = 0; j = r, i (R = 1; R = r_o/r_i) \end{cases}$$

2) 周期性边界条件

$$\begin{cases} P_0(\theta + 2\pi) = P_0(\theta) \\ P_{zj}(\theta + 2\pi) = P_{zj}(\theta); j = r, i \end{cases}$$

其中: $r_o$ 为端面外半径, $p_o$ 为端面外径处的密封介质压力,在给定的边界条件下联立求解方程(3)和(4),获得无量纲微扰气膜压力分布,然后求解无量纲气膜轴向动态刚度 $K_{zz}$ 和阻尼系数 $C_{zz}$ ,如下式所示:

$$K_{zz} = - \iint_A P_{zr} dA$$

$$C_{zz} = - \frac{1}{\Gamma} \iint_A P_{zi} dA \quad (5)$$

则有量纲气膜轴向动态刚度 $k_{zz}$ 和阻尼系数 $c_{zz}$ 分别为

$$k_{zz} = \frac{K_{zz} p_i r_i^2}{h_b}; c_{zz} = \frac{C_{zz} p_i r_i^2}{h_b \Omega} \quad (6)$$

在弹簧、辅助密封圈、气膜力及转轴轴向激励的作用下,FMS结构S-DGS挠性环将沿轴向运动,其挠性环及静环运动表达式为

$$m\ddot{z} + (c_{zz} + c_s)\dot{z} + (k_{zz} + k_s)z = c_{zz}\dot{z}_r + k_{zz}z_r \quad (7)$$

式(7)中: $m$ 为静环质量, $z$ 为静环响应运动, $z_r$ 为轴系轴向激励运动, $c_s$ 为作用在静环上的辅助密封圈阻尼, $k_s$ 为作用在静环上的弹簧刚度。

不失一般性,假定S-DGS所在轴系受到正弦激励,令 $z_r = A_{zr} \sin \omega t$ 。

FMS结构S-DGS的挠性环运动初始条件分别为

$$z(0) = \dot{z}(0) = 0 \quad (8)$$

FMS结构S-DGS端面上任一点的膜厚扰动采用式(9)计算:

$$\Delta h(t) = z(t) - z_r(t) \quad (9)$$

则瞬态膜厚为

$$h(r, \theta, t) = h_0(r, \theta) + \Delta h(t) \quad (10)$$

将式(10)代入式(1)即可求得端面瞬态膜压分布, 瞬态膜压分布与稳态膜压分布的差值即为任意时刻的膜压变化量, 如式(11)所示.

$$\Delta p(r, \theta, t) = p(r, \theta, t) - p_0(r, \theta) \quad (11)$$

稳态开启力 $F_0$ 和瞬态开启力 $F$ 采用式(12)计算:

$$F_0 = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} r p_0 dr d\theta \quad (12)$$

$$F = F_0 + \Delta F = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} r p dr d\theta$$

稳态泄漏率 $Q_0$ 和瞬态泄漏率 $Q$ 采用式(13)计算:

$$Q_0 = \int_0^{2\pi} \frac{r h_0^3 p_0}{12 \mu p_i} \frac{\partial p_0}{\partial r} d\theta \quad (13)$$

$$Q = Q_0 + \Delta Q = \int_0^{2\pi} \frac{r h^3 p}{12 \mu p_i} \frac{\partial p}{\partial r} d\theta$$

定义膜厚、开启力和泄漏率的扰动变化率如式(14)所示:

$$\eta_h = \frac{\Delta h}{h_b}, \eta_F = \frac{\Delta F}{F_0}, \eta_Q = \frac{\Delta Q}{Q_0} \quad (14)$$

## 2 结果分析与讨论

本文中选取以下结构参数和操作参数作为基本计算参数. (其中螺旋槽结构参数参考论文[22])

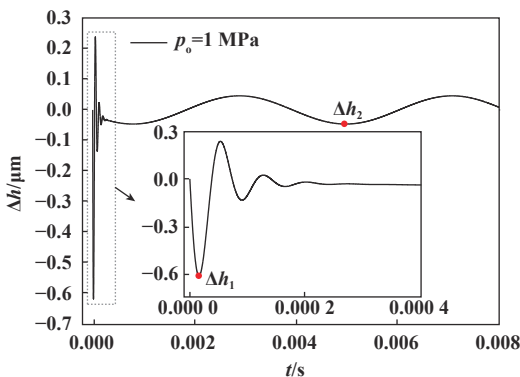
(1) 结构参数: 静环内半径 $r_i=58.42$  mm, 外半径 $r_o=77.78$  mm; 槽数 $N_g=12$ ; 槽台宽比 $\kappa=1$ ; 槽坝比 $\delta=1$ ; 螺旋角 $\varphi=15^\circ$ ; 槽深 $h_g=5$   $\mu\text{m}$ ; 非槽区的平衡膜厚 $h_b=3$   $\mu\text{m}$ ; 静环质量 $m=1.5$  kg; 弹簧刚度 $k=5 \times 10^6$  N/m; O型圈阻尼 $c=5 \times 10^2$  N·s/m.

(2) 操作参数: 密封端面内径处压力 $p_i=0.101325$  MPa, 外径处压力 $p_o=5$  MPa; 密封气体黏度 $\mu=1.8 \times 10^{-5}$  Pa·s; 轴转动角速度 $\Omega=1500$  rad/s(折合端面平均线速度为102.2 m/s, 略高于高速干气密封极限端面平均线速度100 m/s); 激励频率比 $\Gamma=1$ ; 轴向激励振幅 $A_{rz}=50$   $\mu\text{m}$ .

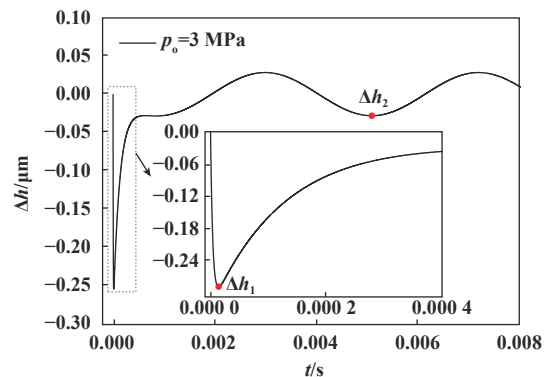
在以下分析中, 除特别说明外, 其他参数均保持不变.

### 2.1 典型气膜振动型态

本文作者在开展大量的数值试验后发现, DGS膜厚扰动在较符合工程实际的结构参数和操作参数配置下易出现两种典型的振动型态, 如图3所示. 图3(a)示出了介质压力为1 MPa时膜厚扰动随时间的变化规律(振动型态I), 可以看出, 在突然受到正弦激励的作用下, 膜厚扰动沿着响应路径上下急剧振荡且振幅依次衰减, 最后膜厚响应逐渐与正弦形式的激励运动相适应, 呈现出与激励形式类似的周期性变化规律. 图3(b)示出了介质压力为3 MPa时膜厚扰动随时间的变化规律(振动型态II), 可以看出, 膜厚扰动随时间先发生突变, 到达波谷后变化逐渐趋于缓慢, 最后呈现周期性变化规律. 振动型态II相比振动型态I而言没有出现膜厚振荡的过程. 不论振动形态I还是振动形态II都存在膜厚扰动的突变阶段和周期性变化阶段. 图3中标注的 $\Delta h_1$ 为突变阶段的最小的波谷值,  $\Delta h_2$ 为周期性变化阶段的波谷值, 定义 $\Delta h_1$ 的绝对值为突变峰 $|\Delta h_1|$ ,  $\Delta h_2$ 的绝对值为周期峰 $|\Delta h_2|$ . 则可以认为突变峰 $|\Delta h_1|$ 越



(a) Form I



(b) Form II

Fig. 3 Typical forms of gas film vibration

图3 典型膜厚扰动振动型态

小, DGS适应外界突变工况及脉冲激励的能力越强; 周期峰 $|\Delta h_2|$ 越小, DGS长周期稳定运行的能力越强.

### 2.2 气膜动态特性系数对膜厚扰动的影响探究

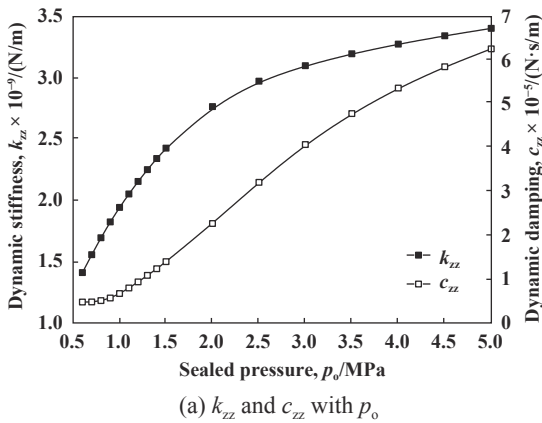
气膜动态刚度 $k_{zz}$ 和动态阻尼 $c_{zz}$ 是表征气膜动态特性的重要参数, 但其对膜厚扰动规律的具体影响目前并不十分明确. 针对此问题, 此部分分别研究了介质压力(研究范围为0.6~5.0 MPa)、螺旋角(研究范围为6~36°)对气膜动态特性系数( $k_{zz}$ 和 $c_{zz}$ )、膜厚扰动峰值( $|\Delta h_1|$ 和 $|\Delta h_2|$ )的影响, 并进行对比分析, 从而推测 $k_{zz}$ 、 $c_{zz}$ 对 $|\Delta h_1|$ 和 $|\Delta h_2|$ 的影响作用.

图4分别示出了介质压力对气膜动态特性系数及膜厚扰动峰值的影响曲线. 从图4(a)中可以看出, 随着介质压力的增大,  $k_{zz}$ 和 $c_{zz}$ 一直增大, 但 $k_{zz}$ 的变化速率逐渐减小, 而 $c_{zz}$ 的变化速率则是先增大, 到某个拐点后开始减小.  $k_{zz}$ 和 $c_{zz}$ 变化对膜厚扰动有显著影响, 从图4(b)中可以看出, 当压力在0.6~1.4 MPa间时, 膜厚扰动呈现出与振动型态I [见图3(a)]相同的振型, 这是

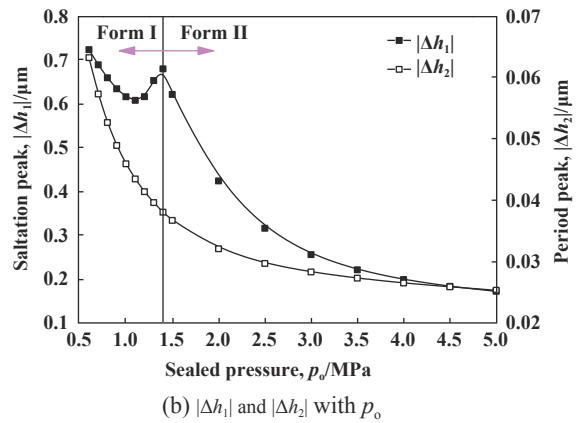
因为此时 $c_{zz}$ 较小, 导致气膜在响应路径上出现明显的振荡, 且在 $k_{zz}$ 和 $c_{zz}$ 的共同作用下 $|\Delta h_1|$ 随压力的增大呈现出先减小后增大的变化趋势; 当压力在1.4~5.0 MPa间时, 膜厚扰动则呈现出与振动型态II [见图3(b)]相同的振型, 此时 $c_{zz}$ 较大, 从而使膜厚振幅迅速衰减, 抑制了气膜振荡,  $|\Delta h_1|$ 随压力的增大呈现出减速递减的变化趋势. 在整个压力的研究范围内, 不论气膜处于何种振动型态,  $|\Delta h_2|$ 均呈现出减速递减的变化趋势.

图5分别示出了螺旋角 $\phi$ 对气膜动态特性系数及膜厚扰动峰值的影响曲线. 从图5(a)中可以看出, 随着 $\phi$ 的增大,  $k_{zz}$ 先快速增大后快速减小,  $c_{zz}$ 先快速减小后缓慢增大. 从图5(b)中可以看出, 整个 $\phi$ 研究范围内, 膜厚扰动均呈现出与振动型态II相同的振型, 随着 $\phi$ 的增大,  $|\Delta h_1|$ 呈现出先快速增大后缓慢减小的变化趋势, 而 $|\Delta h_2|$ 呈现出先快速减小后快速增大的变化趋势.

结合图4和图5不难发现, 当膜厚扰动呈现出与振动型态II相同的振型时, 不论 $k_{zz}$ 如何变化,  $|\Delta h_1|$ 的变化



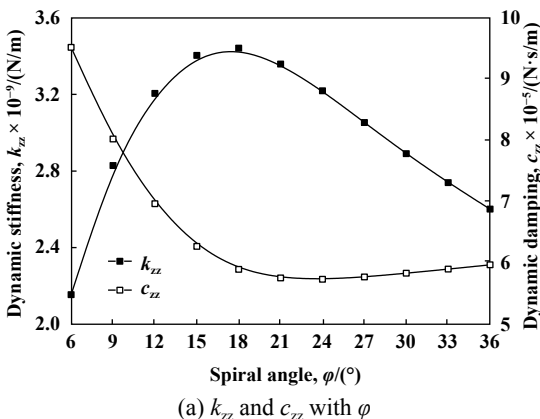
(a)  $k_{zz}$  and  $c_{zz}$  with  $p_0$



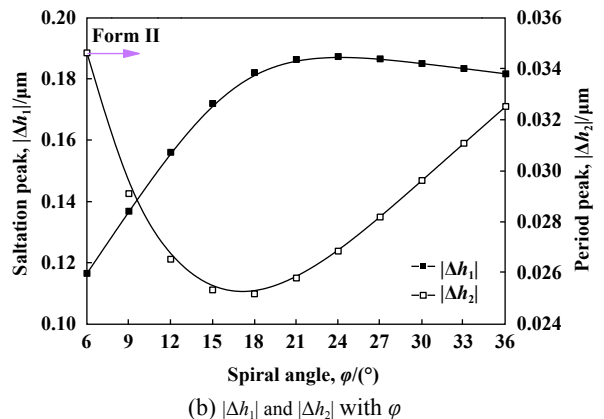
(b)  $|\Delta h_1|$  and  $|\Delta h_2|$  with  $p_0$

Fig. 4 The influence of sealed pressure on dynamic characteristics coefficients and gas film thickness disturbance peaks

图4 介质压力对气膜动态特性系数及膜厚扰动峰值的影响



(a)  $k_{zz}$  and  $c_{zz}$  with  $\phi$



(b)  $|\Delta h_1|$  and  $|\Delta h_2|$  with  $\phi$

Fig. 5 The influence of spiral angle on dynamic characteristics coefficients and gas film thickness disturbance peaks

图5 螺旋角对气膜动态特性系数及膜厚扰动峰值的影响

趋势始终与 $c_{zz}$ 的变化趋势相反,这也说明此时 $c_{zz}$ 对 $|\Delta h_1|$ 的影响起到主导作用,但当膜厚扰动呈现出与振动型态I相同的振型时, $|\Delta h_1|$ 受气膜 $k_{zz}$ 和 $c_{zz}$ 的共同作用,呈现出较复杂的变化规律.不论膜厚扰动呈现何种振动型态且 $c_{zz}$ 如何变化, $|\Delta h_2|$ 的变化趋势始终与 $k_{zz}$ 的变化趋势相反,这说明 $k_{zz}$ 对 $|\Delta h_2|$ 的影响起到主导作用且不受振型影响.

### 2.3 密封瞬态性能分析

图6和图7分别示出了不同介质压力 $p_o$ 或不同螺旋角 $\varphi$ 条件下膜厚变化率 $\eta_h$ 、开启力变化率 $\eta_F$ 和泄漏率变化率 $\eta_Q$ 的时变曲线.

可以看出,在相同的 $p_o$ 或相同的 $\varphi$ 条件下, $\eta_h$ 、 $\eta_F$ 和 $\eta_Q$ 均呈现出相似的变化规律,但由于时间效应的存在使三者间存在一定的相位差,同时由于非线性因素的存在,使 $\eta_F$ 和 $\eta_Q$ 的数值与 $\eta_h$ 的数值存在一定的差异,从变化率数值上可以看出,膜厚发生变化对泄漏率的影响要大于对开启力的影响,这主要是因为相比开启力而言,泄漏率不仅与膜压分布有关还与膜厚的三次方成正比.对比不同 $p_o$ 或 $\varphi$ 条件下 $\eta_h$ 、 $\eta_F$ 或 $\eta_Q$ 的时变曲线

可以发现, $p_o$ 或 $\varphi$ 的变化也会引起 $\eta_h$ 、 $\eta_F$ 或 $\eta_Q$ 发生明显的相位偏移.从图7可以看出 $\varphi$ 对 $\eta_F$ 和 $\eta_Q$ 的影响趋势与对 $\eta_h$ 的影响趋势有所不同,这主要是因为开启力和泄漏率不仅与膜厚有关还与膜压分布有关,而膜压分布又受到型槽结构的影响.

特别要说的是,由于开启力和泄漏率扰动随着时间的变化趋势与膜厚扰动基本一致,因此在S-DGS力学系统各影响因素的动态性能优化和交互作用分析中,主要以膜厚扰动为研究对象.

### 2.4 力学系统各影响因素间的交互作用分析

不同端面型槽结构参数和挠性环组件(挠性环组件是指弹簧、挠性安装静环及静环处O型圈所构成的组件,其结构示意图如图8所示)力学特性参数的匹配下,突变峰 $|\Delta h_1|$ 和周期峰 $|\Delta h_2|$ 均有不同的变化,针对DGS所处的运行环境,合理配置端面型槽和挠性环组件可有效提高DGS的抗干扰能力,因此该方面的研究具有重要的工程实际意义.考虑到《机械密封技术要求》中规定安装机械密封的泵或其他类似的旋转式机械在工作时,转子的轴向串量不超过0.1 mm,因此在

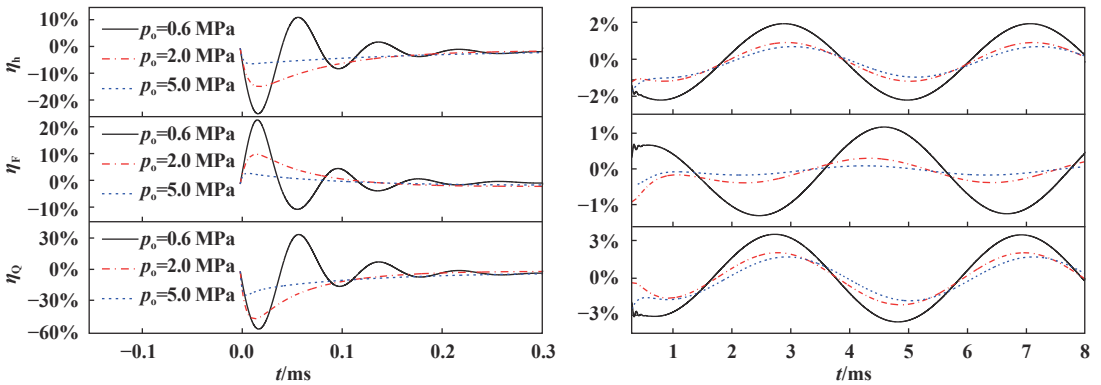


Fig. 6 Influence of sealing pressure on transient sealing performance

图6 介质压力对瞬态密封性能的影响

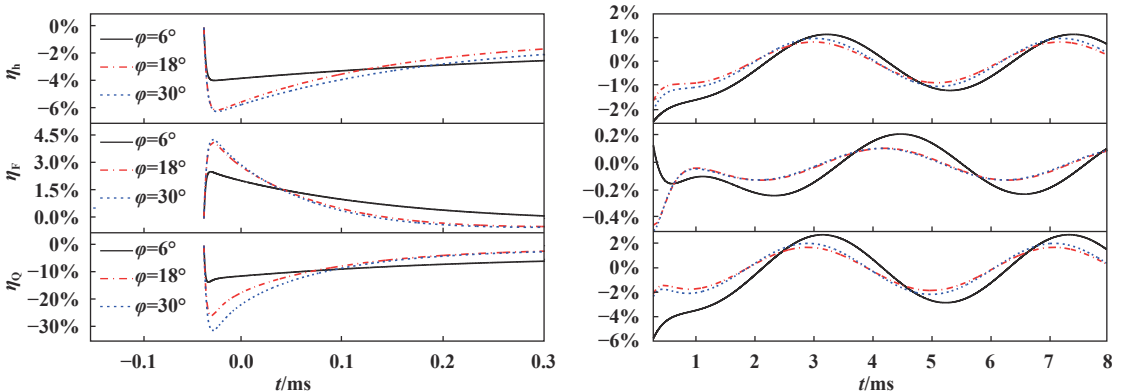


Fig. 7 Influence of spiral angle on transient sealing performance

图7 螺旋角对瞬态密封性能的影响

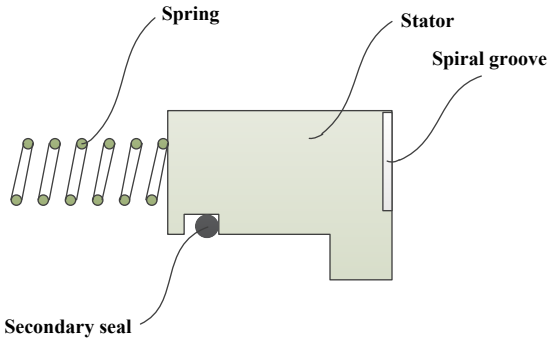


Fig. 8 Schematic diagram of flexibly mounted ring subassemblies

图8 挠性环组件结构示意图

此部分的理论研究中, 采用密封可能会承受的最大轴向激励振幅( $A_{rz}=100\ \mu\text{m}$ )来开展计算.

### 2.4.1 端面型槽与挠性环组件的交互作用分析

图9分别示出了不同螺旋角 $\varphi$ 和弹簧刚度 $k_s$ 配置下突变峰 $|\Delta h_1|$ 和周期峰 $|\Delta h_2|$ 的等值线分布. 从图9(a)中

可以看出, 不论在何种 $k_s$ 的配置下 $|\Delta h_1|$ 均随着 $\varphi$ 的增大呈现出先增大后减小的变化趋势, 且 $k_s$ 对 $|\Delta h_1|$ 几乎无影响, 因此要提高干气密封抗变工况或脉冲激励的能力, 通过配置 $k_s$ 难以达到目的. 从图9(b)中可以看出,  $|\Delta h_2|$ 随 $\varphi$ 或 $k_s$ 的增大均呈现出先减小后增大的变化趋势. 图10分别示出了不同螺旋角 $\varphi$ 和密封圈阻尼 $c_s$ 配置下突变峰 $|\Delta h_1|$ 和周期峰 $|\Delta h_2|$ 的等值线分布. 可以看出,  $c_s$ 对 $|\Delta h_1|$ 的影响较小, 但对 $|\Delta h_2|$ 的影响较大, 且 $|\Delta h_2|$ 随着 $c_s$ 的增大增速递增. 图11分别示出了不同螺旋角 $\varphi$ 和挠性环质量 $m$ 配置下突变峰 $|\Delta h_1|$ 和周期峰 $|\Delta h_2|$ 的等值线分布. 可以看出,  $m$ 对 $|\Delta h_1|$ 和 $|\Delta h_2|$ 的影响均较显著,  $|\Delta h_1|$ 随着 $m$ 的增大呈现出线性增大的变化趋势, 而 $|\Delta h_2|$ 随着 $m$ 的增大呈现出先增大后减小的变化趋势.

结合图9~11不难发现,  $\varphi$ 与 $k_s$ 或 $c_s$ 或 $m$ 各自的变化对另一方的优化范围基本无影响. 这也说明在DGS力学系统动力学性能优化过程中, 独立开展端面型槽和挠性环组件的优化不会影响其结果的精度.

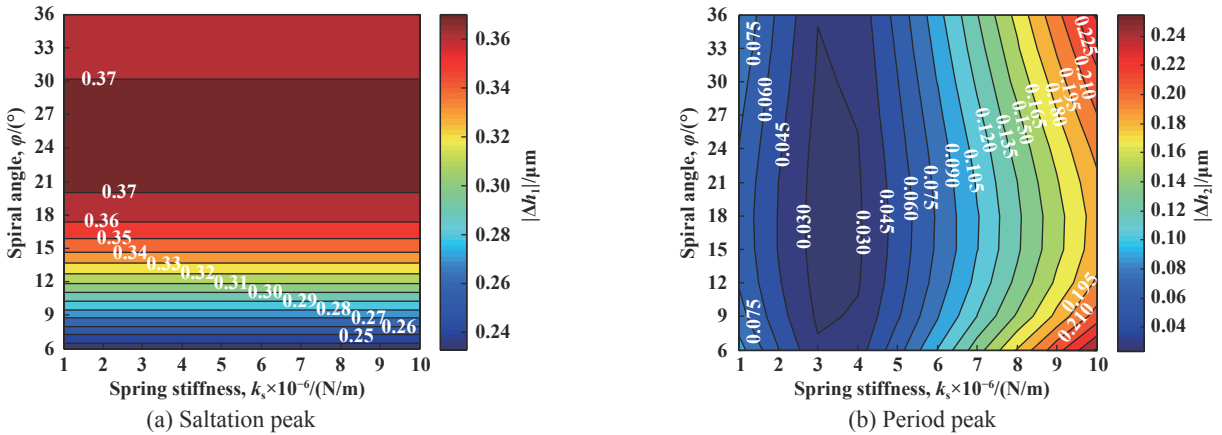


Fig. 9 Interactions between spiral angle and spring stiffness ( $A_{rz}=100\ \mu\text{m}$ )

图9 螺旋角与弹簧刚度的交互作用分析( $A_{rz}=100\ \mu\text{m}$ )

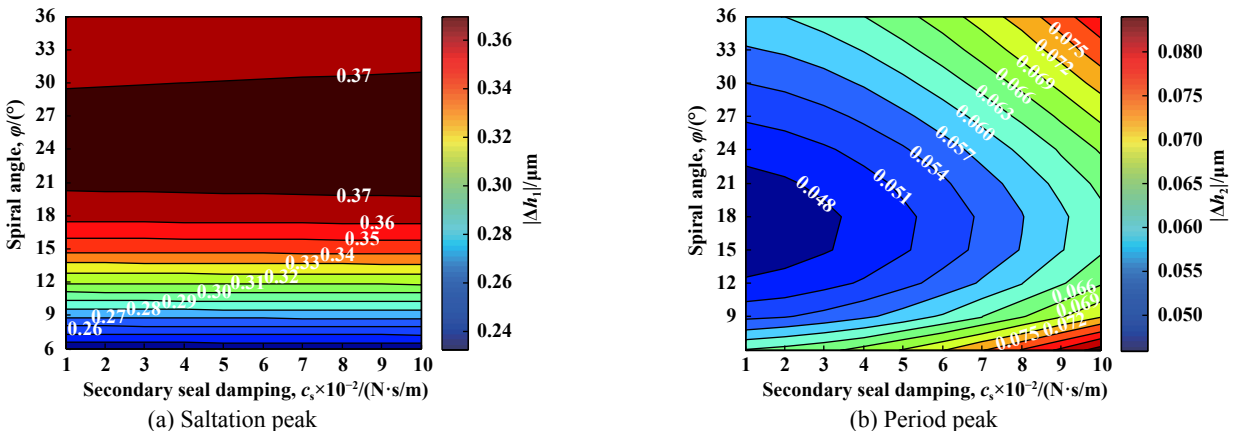


Fig. 10 Interactions between spiral angle and secondary seal damping ( $A_{rz}=100\ \mu\text{m}$ )

图10 螺旋角与密封圈阻尼的交互作用分析( $A_{rz}=100\ \mu\text{m}$ )

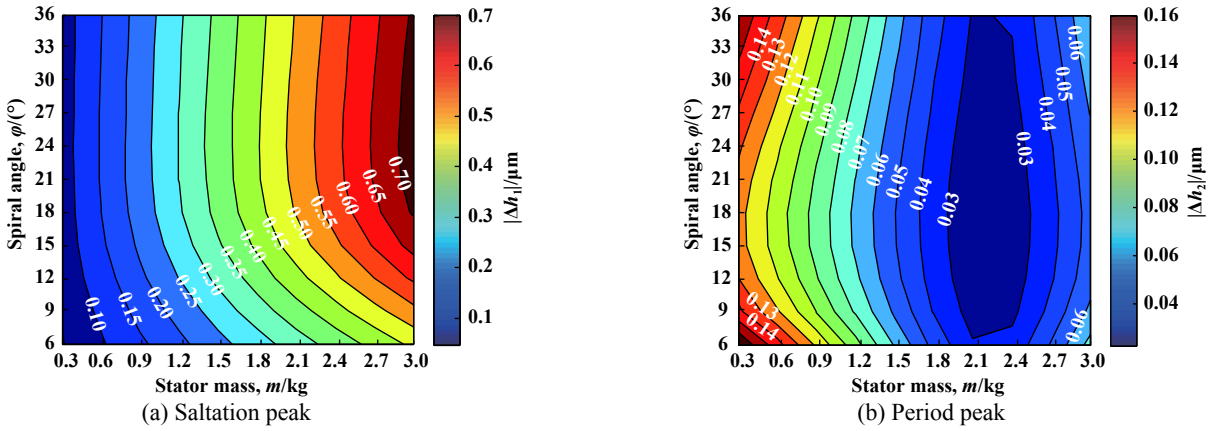


Fig. 11 Interactions between spiral angle and stator mass ( $A_{rz}=100 \mu\text{m}$ )

图 11 螺旋角与挠性环质量的交互作用分析( $A_{rz}=100 \mu\text{m}$ )

2.4.2 挠性环组件间的交互作用分析

为进一步确定挠性环组件间是否会相互影响各自的优化范围,图12~14分别进一步研究了挠性环质量 $m$ 与弹簧刚度 $k_s$ 、挠性环质量 $m$ 与辅助密封圈阻尼

$c_s$ 、弹簧刚度 $k_s$ 与辅助密封圈阻尼 $c_s$ 两组对下对突变峰 $|\Delta h_1|$ 和周期峰 $|\Delta h_2|$ 的交互作用.可以看出,除了 $m$ 与 $k_s$ 变化对各自 $|\Delta h_2|$ 的优化范围产生明显的影响外,其余均与单因变量法得出的变化规律及优化范围一致.

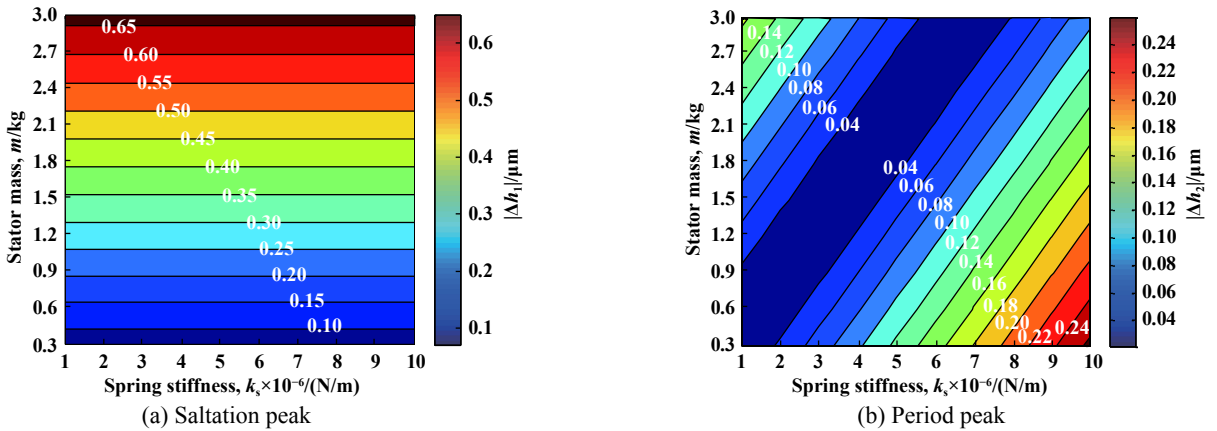


Fig. 12 Interactions between stator mass and spring stiffness ( $A_{rz}=100 \mu\text{m}$ )

图 12 挠性环质量与弹簧刚度的交互作用分析( $A_{rz}=100 \mu\text{m}$ )

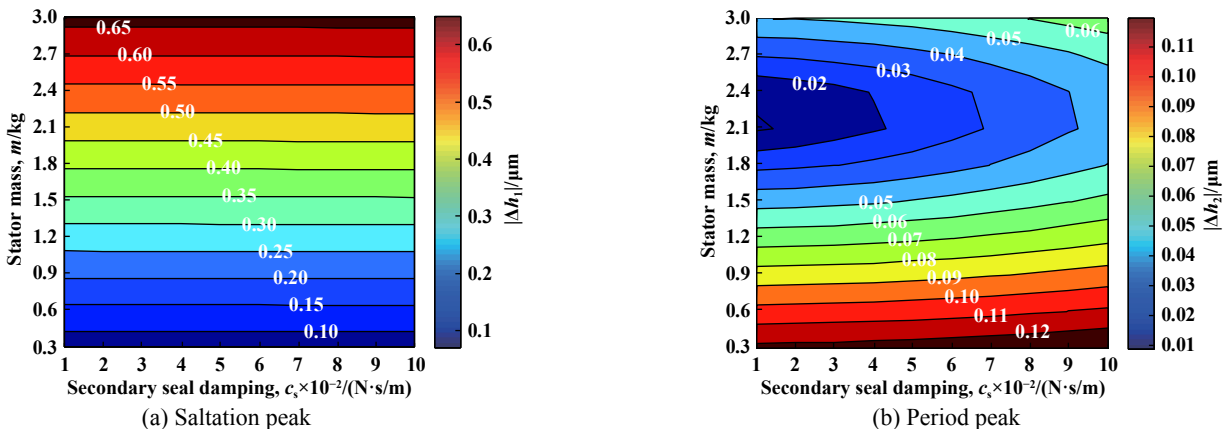


Fig. 13 Interactions between stator mass and secondary seal damping ( $A_{rz}=100 \mu\text{m}$ )

图 13 挠性环质量与辅助密封圈阻尼的交互作用分析( $A_{rz}=100 \mu\text{m}$ )



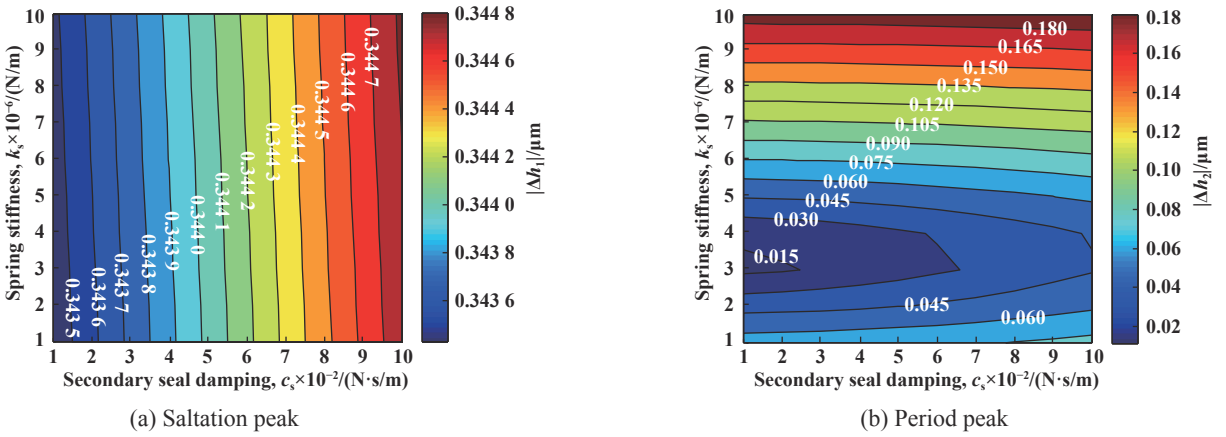


Fig. 14 Interactions between spring stiffness and secondary seal damping ( $A_{z2}=100 \mu\text{m}$ )

图 14 弹簧刚度与辅助密封圈阻尼的交互作用分析( $A_{z2}=100 \mu\text{m}$ )

以 $|\Delta h_2|$ 最小为优化目标时的 $m$ 和 $k_s$ 其各自的优化区间将随着另一方的增大而向正方向发生近乎线性的偏移. 定义线性偏移率 $C$ 为等值线上某一长度对应的 $m$ 区间宽度除以相应的 $k_s$ 区间宽度, 若 $k_s$ 的优化区间为 $[k_{s1}, k_{s2}]$ , 则挠性安装静环的质量的优化区间 $[m_1, m_2] \approx C [k_{s1}, k_{s2}] + m_0$ , 其中 $C \approx 4.5 \times 10^{-7} \text{s}^2$ ,  $m_0 \approx -4.4 \times 10^{-3} \text{kg}$ .

综合考虑力学系统各影响因素的作用, 在本算例各参数的研究范围内, 不论 $k_s$ 和 $c_s$ 如何取值, 当 $\varphi < 9^\circ$ 且 $m < 1 \text{kg}$ 时,  $|\Delta h_1|$ 较小, S-DGS具有良好的抗变工况和转轴激励中存在脉冲激励情况的能力. 若S-DGS长期运行于稳定工况且不含突变激励的环境下, 则当 $12^\circ < \varphi < 24^\circ$ 且 $c_s < 500 \text{N}\cdot\text{m/s}$ 且满足 $[m_1, m_2] \approx C [k_{s1}, k_{s2}] + m_0$ , 其中 $C \approx 4.5 \times 10^{-7} \text{s}^2$ ,  $m_0 \approx -4.4 \times 10^{-3} \text{kg}$ 时,  $|\Delta h_2|$ 较小, S-DGS保持长周期稳定运行的能力更强.

### 3 结论

a. DGS在高速条件下, 随介质压力的变化, 膜厚振动易出现两种典型振动型态, 其中当介质压力较小时, 密封在突然受到外界激励后膜厚振动将在响应路径上振荡且振幅逐渐衰减, 而当介质压力较大时, 膜厚振荡现象消失.

b. 随 $p_0$ 或 $\varphi$ 的增大,  $|\Delta h_2|$ 与 $k_{zz}$ 的变化趋势呈现高度负相关关系而与 $c_{zz}$ 的变化趋势无明显关联的现象可推知, 干气密封在动态运行过程中, 膜厚扰动的 $|\Delta h_2|$ 的变化主要受 $k_{zz}$ 的影响; 而从 $|\Delta h_1|$ 的变化趋势可以发现,  $|\Delta h_1|$ 受 $k_{zz}$ 或 $c_{zz}$ 的影响与振型有关, 其变化规律较为复杂.

c. 在本文工况条件和参数研究范围下, 要想使DGS能更好地适应变工况或存在突变激励的运行环境, 需保证 $\varphi < 9^\circ$ 且 $m < 1 \text{kg}$ ; 而当DGS长期运行于稳定工况

下, 使 $12^\circ < \varphi < 24^\circ$ 且 $c_s < 500 \text{N}\cdot\text{m/s}$ 且满足 $[m_1, m_2] \approx C [k_{s1}, k_{s2}] + m_0$ , 其中 $C \approx 4.5 \times 10^{-7} \text{s}^2$ ,  $m_0 \approx -4.4 \times 10^{-3} \text{kg}$ 时, DGS的动态追随性较好.

### 参考文献

- [1] Peng Xudong, Wang Yuming, Huang Xing, et al. State-of-the-art and future development of sealing technology[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2009(4): 4-11 (in Chinese) [彭旭东, 王玉明, 黄兴, 等. 密封技术的现状与发展趋势[J]. 液压气动与密封, 2009(4): 4-11]. doi: 10.3969/j.issn.1008-0813.2009.04.002.
- [2] Ruan B. A semi-analytical solution to the dynamic tracking of non-contacting gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(1): 196-202. doi: 10.1115/1.1398292.
- [3] Zirkelback N, San Andrés L. Effect of frequency excitation on force coefficients of spiral groove gas seals[J]. Journal of Tribology, 1999, 121(4): 853-861. doi: 10.1115/1.2834145.
- [4] Zirkelback N. Parametric study of spiral groove gas face seals[J]. Tribology Transactions, 2000, 43(2): 337-343. doi: 10.1080/10402000008982349.
- [5] Peng Xudong, Huyan Chenlong, Bai Shaoxian, et al. Design of a biomorphic groove dry gas seal based on bird wing outlines[J]. Tribology, 2012, 32(6): 563-569 (in Chinese) [彭旭东, 呼延晨龙, 白少先, 等. 基于鸟翼轮廓的干式气体密封仿生型槽设计[J]. 摩擦学学报, 2012, 32(6): 563-569]. doi: 10.16078/j.tribology.2012.06.008.
- [6] Peng Xudong, Huyan Chenlong, Bai Shaoxian, et al. Performance research on a bionic multi wing-like spiral grooved dry gas face seal[J]. Tribology, 2013, 33(4): 372-381 (in Chinese) [彭旭东, 呼延晨龙, 白少先, 等. 仿生多翼型槽干式气体端面密封的性能研究[J]. 摩擦学学报, 2013, 33(4): 372-381]. doi: 10.16078/j.tribology.2013.04.010.
- [7] Jiang Jinbo, Peng Xudong, Bai Shaoxian, et al. Performance analysis and selection of a bionic bird wing multi-array spiral groove dry gas seal[J]. Tribology, 2015, 35(3): 274-281 (in Chinese) [江锦波, 彭旭

- 东, 白少先, 等. 仿鸟翼微列螺旋槽干气密封性能分析与选型[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(3): 274–281]. doi: [10.16078/j.tribology.2015.03.005](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2015.03.005).
- [ 8 ] Jiang Jinbo, Peng Xudong, Bai Shaoxian, et al. Numerical analysis of characteristics of a bionic cluster spiral groove dry gas seal[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(15): 20–26 (in Chinese) [江锦波, 彭旭东, 白少先, 等. 仿生集束螺旋槽干式气体密封特性的数值分析[J]. 机械工程学报, 2015, 51(15): 20–26].
- [ 9 ] Etsion I, Dan Y. An analysis of mechanical face seal vibrations[J]. Journal of Tribology, 1981, 103(3): 428–433.
- [10] Green I, Etsion I. Fluid film dynamic coefficients in mechanical face seals[J]. Journal of Tribology, 1983, 105(2): 297–302.
- [11] Green I, Etsion I. Stability threshold and steady-state response of noncontacting coned-face seals[J]. ASLE Transactions, 1985, 28(4): 449–460. doi: [10.1080/05698198508981642](https://doi.org/10.1080/05698198508981642).
- [12] Green I, Etsion I. Nonlinear dynamic analysis of noncontacting coned-face mechanical seals[J]. ASLE Transactions, 1986, 29(3): 383–393. doi: [10.1080/05698198608981700](https://doi.org/10.1080/05698198608981700).
- [13] Green I, Barnsby R M. A simultaneous numerical solution for the lubrication and dynamic stability of noncontacting gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2001, 123(2): 388–394. doi: [10.1115/1.1308020](https://doi.org/10.1115/1.1308020).
- [14] Green I, Barnsby R M. A parametric analysis of the transient forced response of noncontacting coned-face gas seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(1): 151–157. doi: [10.1115/1.1401015](https://doi.org/10.1115/1.1401015).
- [15] Ruan B. Numerical modeling of dynamic sealing behaviors of spiral groove gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(1): 186–195. doi: [10.1115/1.1398291](https://doi.org/10.1115/1.1398291).
- [16] Liu Xiangfeng, Xu Chen, Huang Weifeng. Analysis and parametric design of the dynamics of a dry gas seal for extreme operating conditions using a semi-analytical method[J]. Journal of Tsinghua University (Sci&Technol), 2014, 54(2): 223–228, 234 (in Chinese) [刘向锋, 徐辰, 黄伟峰. 基于半解析法的极端工况干气密封动态特性研究与参数设计[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2014, 54(2): 223–228, 234].
- [17] Miller B A, Green I. Semi-analytical dynamic analysis of spiral-grooved mechanical gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2003, 125(2): 403–413. doi: [10.1115/1.1510876](https://doi.org/10.1115/1.1510876).
- [18] Blasiak S, Zahorulko A V. A parametric and dynamic analysis of non-contacting gas face seals with modified surfaces[J]. Tribology International, 2016, 94: 126–137. doi: [10.1016/j.triboint.2015.08.014](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.08.014).
- [19] Faria MTC. Finite element analysis of the misalignment effects on the dynamic force coefficients of spiral groove gas face seals[J]. JSME International Journal, 2004, 47(1): 289–296. doi: [10.1299/jsmec.47.289](https://doi.org/10.1299/jsmec.47.289).
- [20] Jiang Jinbo. Theoretical and experimental study of the bionic design of grooved surface of a high speed dry gas seal[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2016(in Chinese) [江锦波. 高速干气密封端面型槽仿生设计理论与实验研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2016].
- [21] Chen Yuan, Peng Xudong, Li Jiyun, et al. The influence of structure parameters of spiral groove on dynamic characteristics of dry gas seal[J]. Tribology, 2016, 36(4): 397–405 (in Chinese) [陈源, 彭旭东, 李纪云, 等. 螺旋槽结构参数对干气密封动态特性的影响研究[J]. 摩擦学学报, 2016, 36(4): 397–405]. doi: [10.16078/j.tribology.2016.04.001](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2016.04.001).
- [22] Gabriel R P. Fundamentals of spiral groove noncontacting face seals[J]. Lubrication Engineering, 1994, 50: 215–224.