

研究论文

DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20160693

考虑锥度及波度的螺旋槽液膜密封动态特性分析

杨文静, 郝木明, 李振涛, 任宝杰, 曹恒超, 张伟

(中国石油大学(华东)密封技术研究所, 山东 青岛 266580)

摘要: 密封端面因热力变形或机械加工产生的形貌变化显著影响密封性能。建立考虑径向锥度和周向波度的螺旋槽液膜密封数学模型, 利用偏导数法求解动态雷诺方程, 并采用有限元法计算液膜密封开启力、刚度、动态刚度及阻尼系数, 进而分析了径向锥度及周向波度对液膜密封稳、动态特性的影响。结果表明: 液膜密封开启力随着锥度的增加逐渐减小, 随着波幅的增加逐渐变大, 同一波幅下, 波数增多, 开启力减小; 液膜刚度随着锥度的增加逐渐减小, 且波数不同时随波幅的变化趋势不同; 液膜动态刚度系数绝对值随锥度的增加逐渐减小, 轴向刚度系数和角向刚度系数受波度的影响比较明显; 液膜动态阻尼系数随锥度的增加逐渐减小, 随波幅的增加逐渐变大。

关键词: 液膜密封; 动态特性; 锥度; 波度; 偏导数法; 有限元法

中图分类号: TH 117.2

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2016) 12—5199—09

Analysis of dynamic characteristics of spiral groove liquid film seal considering taper and waviness

YANG Wenjing, HAO Muming, LI Zhentao, REN Baojie, CAO Hengchao, ZHANG Wei

(Institute of Sealing Technology, China University of Petroleum, Qingdao 266580, Shandong, China)

Abstract: Sealing performance is significantly affected by the change of seal face topography produced by thermal and force deformation or machining. A mathematical model of spiral groove liquid film seal considering radial taper and circumferential waviness was established. The dynamic Reynolds equation was solved by partial derivative method and the opening force, stiffness, dynamic stiffness and dynamic damping coefficients of liquid film seal were obtained by means of finite element method, and then the influence of radial taper and circumferential waviness on steady and dynamic characteristics of liquid film seal were analyzed. The results indicated that the opening force of liquid film seal decreased with the increase of taper and increased with the increase of waviness amplitude. Under the same waviness amplitude, the opening force was reduced with the increase of waviness number. Stiffness of liquid film gradually reduced with the increase of taper and the variation trend with waviness amplitude was different with the change of waviness number. The absolute values of dynamic stiffness coefficients of liquid film decreased with the increase of taper and the effects of waviness on axial stiffness coefficient and angular stiffness coefficients were more obvious. Dynamic damping coefficients of liquid film gradually decreased with increasing taper and increased with increasing of waviness amplitude.

Key words: liquid film seal; dynamic characteristics; taper; waviness; partial derivative method; finite element method

2016-05-19 收到初稿, 2016-08-21 收到修改稿。

联系人: 郝木明。第一作者: 杨文静 (1990—), 男, 博士研究生。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51375497); 山东省自主创新及成果转化专项 (2014ZZCX10102-4); 中国石油大学(华东)研究生创新工程项目 (YCXJ2016040)。

Received date: 2016-05-19.

Corresponding author: Prof. HAO Muming, haomm@upc.edu.cn

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (51375497), the Shandong Special Projects of Independent Innovation and Achievement Transformation (2014ZZCX10102-4) and the Graduate Innovation Project of China University of Petroleum (East China) (YCXJ2016040).

引 言

螺旋槽液膜润滑非接触式机械密封作为一种密封效率比较高的动密封,具有密封效果优良、可靠性高、能耗低、抗干扰能力强等突出优点,广泛应用在炼化企业泵、反应釜等各种旋转机械中^[1]。密封正常工作时,端面之间会形成一层液膜,其几何形状很大程度上决定了密封性能^[2]。密封运行过程中的热、力变形会使密封端面产生径向锥度,形成收敛或发散型间隙,此外,加工制造时因机器系统的低频振动会使密封端面出现周期性波度^[3],这必将对密封性能产生显著影响。

现阶段研究者针对液膜密封的研究多基于过程稳态的假设^[4-6]。针对液膜密封动态特性的研究主要是基于液体润滑流体静压型机械密封或是理想密封平面。Green 等^[7]在考虑弹性次级密封的基础上计算了锥面密封的刚度和阻尼系数,并对稳态响应进行了分析,但仅限于流体静压型液膜密封。Salant 等^[8]对螺旋槽上游泵送机械密封中的润滑膜进行了分析研究,并把轴向刚度和泄漏率作为操作条件和设计参数的函数。徐华等^[9]求得了人字形螺旋槽式液体机械密封中的二维压力分布,并给出了结构参数和运行参数对动力学性能的影响。周剑锋等^[10]采用数值法求解时变雷诺方程,研究了微扰动对液膜密封特性参数的影响。李贵勇等^[11]建立了考虑机械密封端面径向锥度的理论模型,采用有限元法对螺旋槽上游泵送机械密封进行了稳态研究。张伟政等^[12]用近似解析计算的方法得出了一定边界条件下螺旋槽上游泵送机械密封端面内液体的压力分布、流速分布、泄漏量变化等液膜特性的表达式,并通过 Maple 软件对该数学模型进行了计算。总之,目前在液膜密封研究领域,关于端面形貌对液膜密封动态特性影响的研究不够深入。

鉴于上述存在的问题,本文建立考虑径向锥度和周向波度的螺旋槽液膜密封数学模型,利用偏导数法求解动态雷诺方程,并采用有限元法计算液膜密封开启力、刚度、动态刚度及阻尼系数,以期获得端面锥度及波度对液膜密封开启力、刚度、动态刚度及阻尼系数的影响规律,为螺旋槽液膜密封端面形貌参数优化设计提供参考。

1 理论模型

1.1 端面几何结构

图 1 为密封环端面结构,采用的槽型线为对数

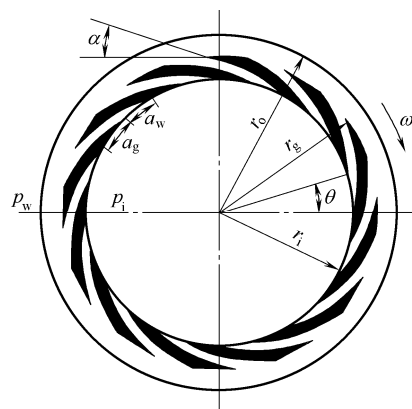


图 1 密封端面结构

Fig.1 Geometry schematic diagram of seal face

螺旋线,在极坐标下用式(1)表示

$$r = r_g e^{\theta \tan \alpha} \quad (1)$$

式中, r_g 为槽根半径, θ 为转角, α 为螺旋角。

图 1 中, a_g 为槽宽, a_w 为台宽,螺旋槽周向槽宽与台宽之比 $\gamma = a_g/a_w$, r_o 为密封端面外径, r_i 为密封端面内径, p_i 为内径处压力, p_w 为外径处压力, ω 为动环转速。在计算中内径压力 p_i 值大于外径压力 p_w 值,当动环以图示方向旋转时,密封介质在内外径压差及螺旋槽动压效应共同作用下由内径向外径流动。

1.2 控制方程

在薄膜润滑的情况下,对柱坐标系下的 Navier-Stokes 方程做如下假设^[13]:

- (1) 密封端面间液体为牛顿流体,且处于层流状态;
- (2) 忽略润滑液膜的体积力;
- (3) 计入迁移惯性项的影响,忽略当地惯性项的影响;
- (4) 沿液膜厚度方向的压力梯度为零,液膜内黏度不变,温度不变;
- (5) 端面间流体无相对滑动,即附着于界面上的流体质点的速度与界面上该点的速度相同。

鉴于上述假设,由简化后的柱坐标系下 Navier-Stokes 方程和连续性方程,可推导出适用于机械密封端面内液体流动的且包含液膜离心惯性项的动态雷诺方程如下^[14-15]

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{rh^3}{\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{h^3}{\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \right] = 6r\omega \left(\frac{\partial h}{\partial \theta} \right) + 12 \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{3}{10} \rho \omega^2 \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r^2 h^3}{\mu} \right) \quad (2)$$

1.3 膜厚方程

考虑径向锥度的密封端面几何模型如图 2 所示。密封端面螺旋槽数为 12, 端面周向波数分别为 4 个和 6 个时, 密封波度几何模型如图 3 所示。则密封端面任意半径 r 处的稳态液膜厚度 h_0 为:

台坝区

$$h_0 = h_i + \beta(r - r_i) + h_w \cos(n\theta) \quad (3)$$

槽区

$$h_0 = h_g + h_i + \beta(r - r_i) + h_w \cos(n\theta) \quad (4)$$

式中, h_i 为稳态平衡时动、静环轴线处膜厚, h_g 为螺旋槽深, h_w 为波幅, n 为波数, β 为锥度, $\beta = \Delta h / (r_o - r_i)$, Δh 为密封环外径与内径处膜厚差值, r 为任意点处的半径。

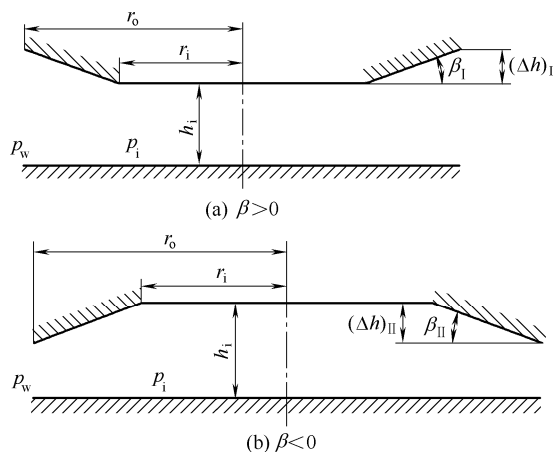


图2 密封锥面几何模型

Fig.2 Geometric model of seal taper

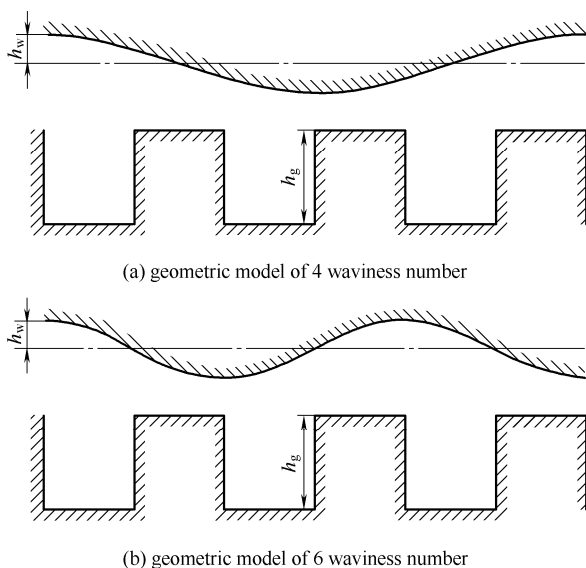


图3 密封波度几何模型

Fig.3 Geometric model of seal waviness

2 液膜密封动态刚度和阻尼系数

2.1 动态雷诺方程

密封环扰动模型如图 4 所示^[16]。取一参考平面与动环表面相重合, 密封静环受到 3 个方向的扰动, 其中, d_0 为沿 z 轴的轴向扰动幅值, ψ 为静环轴线与 z 轴的夹角在 yz 平面上的投影角, φ 为静环轴线与 z 轴的夹角在 xz 平面上的投影角。

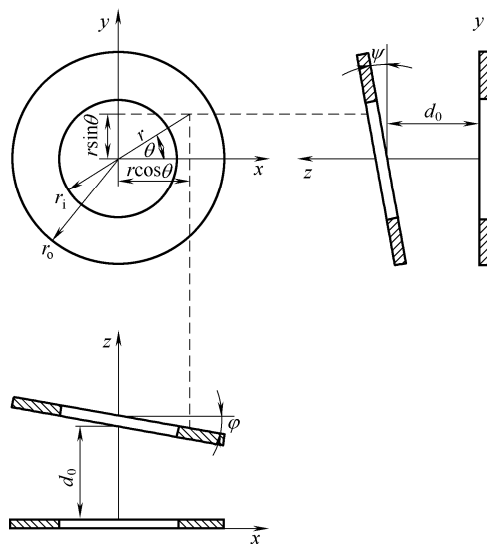


图4 密封环扰动模型

Fig.4 Perturbation model of sealing ring

对于式 (2), 在小扰动情况下, 假设密封端面液膜压力和液膜厚度具有如下形式^[17]

$$p = p_0 + p_d = p_0 + p_{d_0} e^{i\theta} \quad (5)$$

$$h = h_0 + h_d = h_0 + h_{d_0} e^{i\theta} = h_0 + (d_0 + r \sin \theta \times \psi - r \cos \theta \times \varphi) e^{i\theta} \quad (6)$$

式中, p_0 为稳态液膜压力, p_d 为动态液膜压力, p_{d_0} 为动态液膜压力扰动幅值, h_d 为动态液膜厚度, h_{d_0} 为动态液膜厚度扰动幅值, f 为扰动频率, i 为虚数单位, $i = \sqrt{-1}$ 。

将式 (5)、式 (6) 代入式 (2), 略去高阶项并引入量纲 1 参数

$$R = \frac{r}{r_o}, \quad \bar{P}_0 = \frac{p_0}{p_w}, \quad H_0 = \frac{h_0}{h_i}, \quad \omega_1 = \frac{f}{\omega},$$

$$\bar{P}_{d_0} = \frac{p_{d_0}}{p_w}, \quad H_{d_0} = \frac{h_{d_0}}{h_i}, \quad D_{d_0} = \frac{d_0}{h_i},$$

$$K_1 = \frac{6\mu\omega r_o^2}{p_w h_i^2}, \quad K_2 = \frac{3\rho\omega^2 r_o^2}{10p_w}$$

式中, μ 为介质动力黏度, ρ 为介质密度。综上, 可得量纲 1 动态雷诺方程如下

$$\begin{aligned} & \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(RH_0^3 \frac{\partial \bar{P}_{d_0}}{\partial R} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(3RH_0^2 H_{d_0} \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial R} \right) + \\ & \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{R} H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_{d_0}}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(3 \frac{1}{R} H_0^2 H_{d_0} \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta} \right) = \\ & K_1 \frac{\partial H_{d_0}}{\partial \theta} + 2K_1 i \omega_1 H_{d_0} + K_2 \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (3R^2 H_{d_0} H_0^2) \end{aligned} \quad (7)$$

式中, H_0 、 $\bar{P}_0$ 均为静态已知量, 而动态液膜厚度 H_{d_0} 和动态液膜压力 $\bar{P}_{d_0}$ 则为由于扰动所引起的待复变量, 它们都是扰动量的函数。

在动态时, 由扰动所引起的量纲 1 动态液膜厚度的幅值 H_{d_0} 为

$$H_{d_0} = D_{d_0} + \frac{r_0}{h_i} R \psi \sin \theta - \frac{r_0}{h_i} R \varphi \cos \theta \quad (8)$$

式 (5) ~ 式 (8) 描述了三向扰动和动态液膜厚度 H_{d_0} 及动态液膜压力 $\bar{P}_{d_0}$ 之间的关系, 式 (7)、式 (8) 即为求解液膜密封动态特性系数的基本方程。

2.2 动态特性系数的求解

在式 (7) 中隐含了扰动量 D_{d_0} 、 ψ 和 φ , 为求得液膜密封动态刚度和阻尼系数, 采用偏导数法^[18], 令

$$\begin{aligned} P_D &= \frac{\partial \bar{P}_{d_0}}{\partial D_{d_0}}, \quad P_\psi = \frac{\partial \bar{P}_{d_0}}{\partial \psi} \frac{h_i}{r_0}, \quad P_\varphi = \frac{\partial \bar{P}_{d_0}}{\partial \varphi} \frac{h_i}{r_0}, \\ H_D &= \frac{\partial H_{d_0}}{\partial D_{d_0}}, \quad H_\psi = \frac{\partial H_{d_0}}{\partial \psi} \frac{h_i}{r_0}, \quad H_\varphi = \frac{\partial H_{d_0}}{\partial \varphi} \frac{h_i}{r_0} \end{aligned}$$

对式 (7) 和式 (8) 求导可得到关于 P_D 、 P_ψ 和 P_φ 的偏微分方程。

关于 P_D 的方程式为

$$\begin{aligned} & \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(RH_0^3 \frac{\partial P_D}{\partial R} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(3RH_0^2 H_D \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial R} \right) + \\ & \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{R} H_0^3 \frac{\partial P_D}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(3 \frac{1}{R} H_0^2 H_D \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta} \right) = \\ & K_1 \frac{\partial H_D}{\partial \theta} + 2K_1 i \omega_1 H_D + K_2 \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (3R^2 H_D H_0^2) \end{aligned} \quad (9)$$

$$H_D = \frac{\partial H_{d_0}}{\partial D_{d_0}} = 1 \quad (10)$$

关于 P_ψ 的方程式为

$$\begin{aligned} & \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(RH_0^3 \frac{\partial P_\psi}{\partial R} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(3RH_0^2 H_\psi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial R} \right) + \\ & \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{R} H_0^3 \frac{\partial P_\psi}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(3 \frac{1}{R} H_0^2 H_\psi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta} \right) = \\ & K_1 \frac{\partial H_\psi}{\partial \theta} + 2K_1 i \omega_1 H_\psi + K_2 \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (3R^2 H_\psi H_0^2) \end{aligned} \quad (11)$$

$$H_\psi = \frac{\partial H_{d_0}}{\partial \psi} \frac{h_i}{r_0} = R \sin \theta \quad (12)$$

关于 P_φ 的方程式为

$$\begin{aligned} & \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(RH_0^3 \frac{\partial P_\varphi}{\partial R} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(3RH_0^2 H_\varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial R} \right) + \\ & \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{R} H_0^3 \frac{\partial P_\varphi}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(3 \frac{1}{R} H_0^2 H_\varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta} \right) = \\ & K_1 \frac{\partial H_\varphi}{\partial \theta} + 2K_1 i \omega_1 H_\varphi + K_2 \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (3R^2 H_\varphi H_0^2) \end{aligned} \quad (13)$$

$$H_\varphi = \frac{\partial H_{d_0}}{\partial \varphi} \frac{h_i}{r_0} = -R \cos \theta \quad (14)$$

上述 3 组方程满足两类边界条件。

(1) 强制性边界条件

内径处

$$R = R_i = \frac{r_i}{r_0}, \quad \bar{P}_0 = \bar{P}_i = \frac{P_i}{P_w}$$

外径处

$$R = R_o = \frac{r_o}{r_0} = 1, \quad \bar{P}_0 = \bar{P}_w = \frac{P_w}{P_w} = 1$$

内外径处

$$P_D = P_\psi = P_\varphi = 0$$

(2) 周期性边界条件

$$\bar{P}_0(\theta, R) = \bar{P}_0(\theta + 2\pi, R)$$

$$P_k(\theta, R) = P_k(\theta + 2\pi, R) \quad (k = D, \psi, \varphi)$$

当 P_D 、 P_ψ 和 P_φ 求得后, 液膜密封动态刚度系数和阻尼系数可按式 (15) 计算^[19]

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} K_{zz} & K_{zx} & K_{zy} \\ K_{xz} & K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yz} & K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} + i \omega_1 \begin{bmatrix} C_{zz} & C_{zx} & C_{zy} \\ C_{xz} & C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yz} & C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} = \\ & \iint_A \begin{Bmatrix} -1 \\ -r \sin \theta \\ r \cos \theta \end{Bmatrix} \{P_D, P_\psi, P_\varphi\} dA \end{aligned} \quad (15)$$

3 计算结果及分析

应用上述理论, 选取整个密封端面为研究对象, 采用有限元法编制程序对如图 1 所示的液膜密封进行稳、动态特性计算。密封面几何模型结构参数与操作工况参数根据文献[1]确定: 内径 $r_i = 44.25 \times 10^{-3}$ m, 外径 $r_o = 53.25 \times 10^{-3}$ m, 槽底半径 $r_g = 50.55 \times 10^{-3}$ m, 螺旋槽数 $N_g = 12$, 螺旋槽周向槽宽与台宽之比 $\gamma = 1$, 螺旋角 $\alpha = 18^\circ$, 槽深 $h_g = 12.5 \times 10^{-6}$ m。密封液体为水, 常温下其密度 $\rho = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, 黏度 $\mu = 0.001003 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 密封内径处压力 $p_i = 0.6 \text{ MPa}$, 外径处压力 $p_w = 0.4 \text{ MPa}$, 量纲 1 扰动频率 $\omega_1 = 50$, 动环转速 $\omega = 314 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 且保持不变, 则密封内径处线速度为 $13.89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 密封外径处线速度为 $16.72 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 槽底处线速度

为 $15.87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

3.1 稳态特性参数分析

3.1.1 程序验证 以文献[20]中的结构参数和工况参数为例,选取内开槽结构模型,采用本文数值计算方法进行计算,将计算得到的开启力随非槽区膜厚变化结果与文献[20]中的结果进行对比,如图5所示。

由图5可知,采用本文数值计算方法得到的计算结果与文献[20]中的计算结果基本一致,误差最大为4.7%,在允许范围内,因此可认为本文算法是准确的,可很好地开展本文的后续计算。

3.1.2 锥度的影响 由图6可知,随着锥度的增加,密封开启力逐渐减小。这是由于随着锥度的增大,密封端面之间平均膜厚逐渐增大,导致开启力随之减小。当锥度为负值时,密封具有较大的开启力,承载能力较强。

随着锥度的增加液膜刚度逐渐减小,最终导致密封稳定性变差。在锥度为负值时,液膜刚度值较

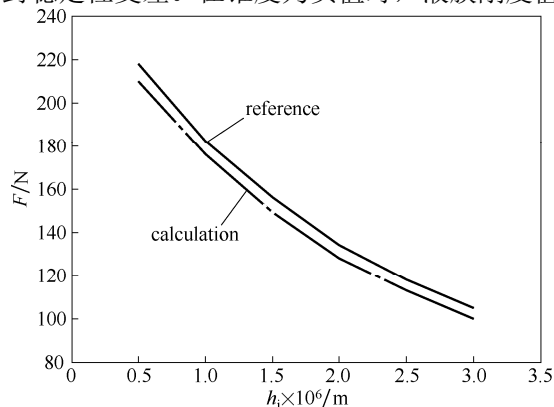


图5 开启力随膜厚变化的对比

Fig.5 Comparison of opening force with change of film thickness

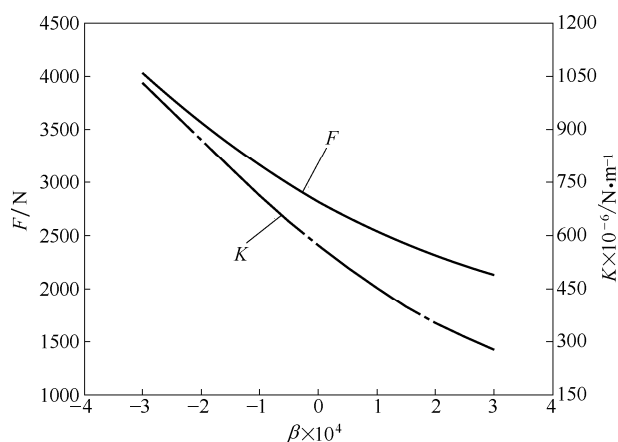


图6 锥度对开启力及刚度的影响

Fig.6 Influence of taper on opening force and stiffness

大,但负锥度条件下,液膜平均膜厚减小,可能引起端面相接触,不利于密封的稳定运行。

3.1.3 波度的影响 密封端面上分布不同波数时,开启力随波幅的变化如图7所示。波数的选择使波与槽台之间的对应关系具有如图3所示的周期性。由图可知,不同波数端面下的开启力均随着波幅的增加而变大。这是由于在上述端面中,波幅的增加使得流体动压效应增强。在波幅较小时,不同波数端面开启力基本相同,随着波幅的增加,不同波数端面开启力差距逐渐变大,且波数越多,开启力越小,说明波数的增多使得流体动压效应减弱。为了便于对比分析及简化计算,在本文后续计算中,密封端面波数分别取为4和6。

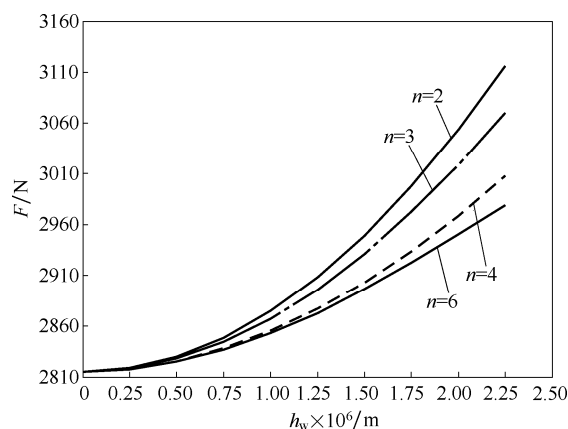


图7 波幅对开启力的影响

Fig.7 Influence of waviness amplitude on opening force

密封面上分布有4个波或6个波时,液膜刚度随波幅的变化如图8所示。由图可知,4波端面液膜刚度随着波幅的增加而增加,6波端面液膜刚度随着波幅的增加先增加,之后不断下降,在波幅为

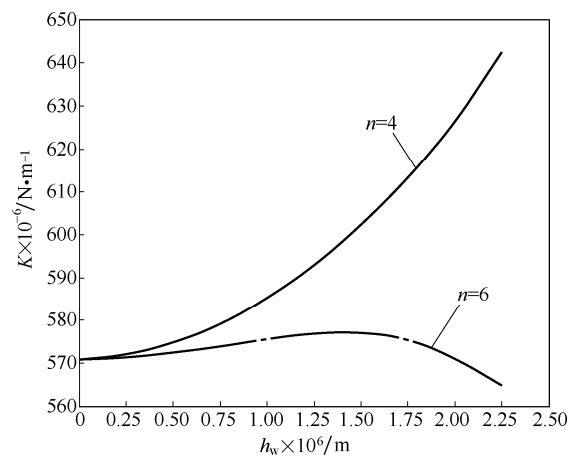


图8 波幅对刚度的影响

Fig.8 Influence of waviness amplitude on stiffness

1.5 μm 左右达到最大值。这是由于当端面波数为 4 时, 液膜刚度以螺旋槽产生的刚度为主, 且随着波幅的增加, 流体动压效应增强, 因此液膜刚度逐渐增大。当端面波数为 6 且波幅较小时, 液膜刚度的产生仍以螺旋槽为主, 但随着波幅的增加, 端面波度的作用增强且逐渐大于螺旋槽的影响, 在波谷处产生的扩散区引起液膜发散, 压力降低, 因此液膜刚度逐渐减小。

3.2 动态特性参数分析

不同膜厚下的液膜动态刚度及阻尼系数值如表 1 所示。由表可知, 由两个角向微扰引起的刚度系数 $K_{xx} = K_{yy}$, $K_{xy} = -K_{yx}$, 阻尼系数 $C_{xx} = C_{yy}$, C_{xy} 和 C_{yx} 等于 0, 轴向和角向微扰产生的耦合刚度系数 K_{zx} 、 K_{zy} 、 K_{xz} 、 K_{yz} 和阻尼系数 C_{zx} 、 C_{zy} 、 C_{xz} 、 C_{yz} 均等于 0。

表 1 不同膜厚下动态刚度及阻尼系数值

Table 1 Dynamic stiffness and damping coefficients of different film thickness

Coefficient	$h_f \times 10^6/\text{m}$			
	3	5	7	9
K_{zz}	3.432	2.477	1.415	0.816
K_{zx}	0	0	0	0
K_{zy}	0	0	0	0
K_{xz}	0	0	0	0
K_{xx}	1.449	1.057	0.609	0.356
K_{yy}	0.321	0.204	0.134	0.0925
K_{yz}	0	0	0	0
K_{yx}	-0.321	-0.204	-0.134	-0.0925
K_{yy}	1.449	1.057	0.609	0.356
C_{zz}	1.532	0.886	0.575	0.4
C_{zx}	0	0	0	0
C_{zy}	0	0	0	0
C_{xz}	0	0	0	0
C_{xx}	0.657	0.377	0.244	0.169
C_{xy}	0	0	0	0
C_{yz}	0	0	0	0
C_{yx}	0	0	0	0
C_{yy}	0.657	0.377	0.244	0.169

轴向刚度系数 K_{zz} 和角向刚度系数 K_{xx} 、 K_{yy} 均随着密封膜厚的增加逐渐减小, 且 K_{zz} 的变化程度较 K_{xx} 、 K_{yy} 更加显著。角向耦合刚度系数 K_{xy} 随着膜厚的增加逐渐减小, K_{yx} 随着膜厚的增加逐渐增大, 二者均逐渐趋于 0。轴向阻尼系数 C_{zz} 和角向阻尼系数 C_{xx} 、 C_{yy} 均随着密封膜厚的增加逐渐减小,

且 C_{zz} 的变化程度较 C_{xx} 、 C_{yy} 更加显著。

3.2.1 锥度的影响 液膜动态刚度系数随锥度的变化如图 9 所示。由图可知, 随着锥度的增加, 轴向刚度系数 K_{zz} 和角向刚度系数 K_{xx} 、 K_{yy} 均迅速减小, 角向耦合刚度系数 K_{xy} 随着锥度的增加逐渐减小, K_{yx} 随着锥度的增加逐渐增大, 二者均逐渐趋于 0。当锥度为负值时, 液膜具有较大的动态刚度系数, 增强了密封抵抗外界扰动的能力。

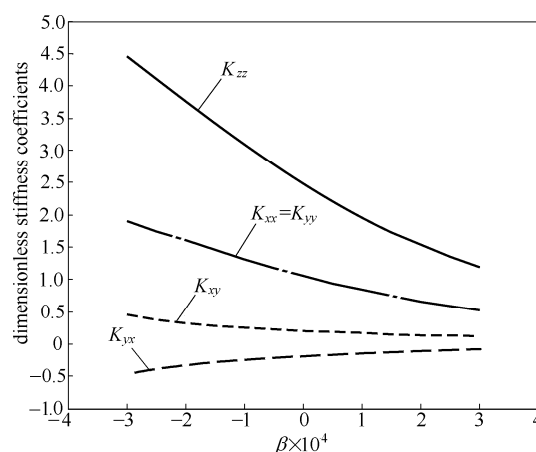


图 9 锥度对动态刚度系数的影响

Fig.9 Influence of taper on dynamic stiffness coefficients

液膜动态阻尼系数随锥度的变化如图 10 所示。轴向阻尼系数 C_{zz} 和角向阻尼系数 C_{xx} 、 C_{yy} 均随着锥度的增加逐渐减小。分析表 1、图 9 和图 10 可知, 液膜动态刚度及阻尼系数随锥度的变化趋势与液膜动态刚度及阻尼系数随膜厚的变化趋势一致, 这主要是由于锥度的变化反映了平均膜厚的变化。

3.2.2 波度的影响 密封面上分布有 4 个波或 6 个波时, 液膜动态刚度系数随波幅的变化如图 11 所示。由图可知, 4 波端面轴向刚度系数 K_{zz} 和角向刚

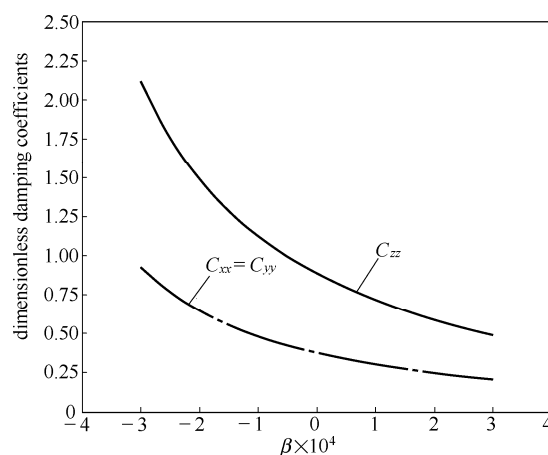


图 10 锥度对动态阻尼系数的影响

Fig.10 Influence of taper on dynamic damping coefficients

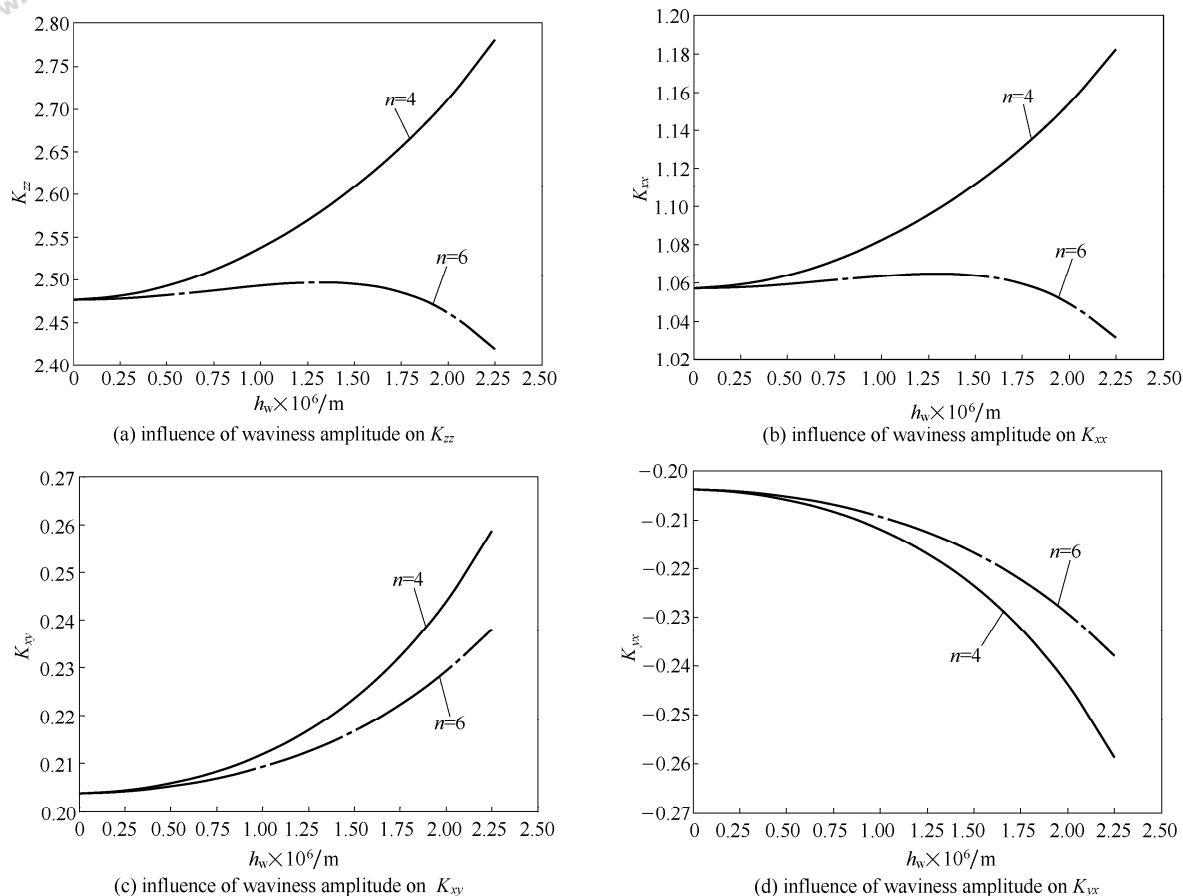


图 11 波幅对动态刚度系数的影响

Fig.11 Influence of waviness amplitude on dynamic stiffness coefficients

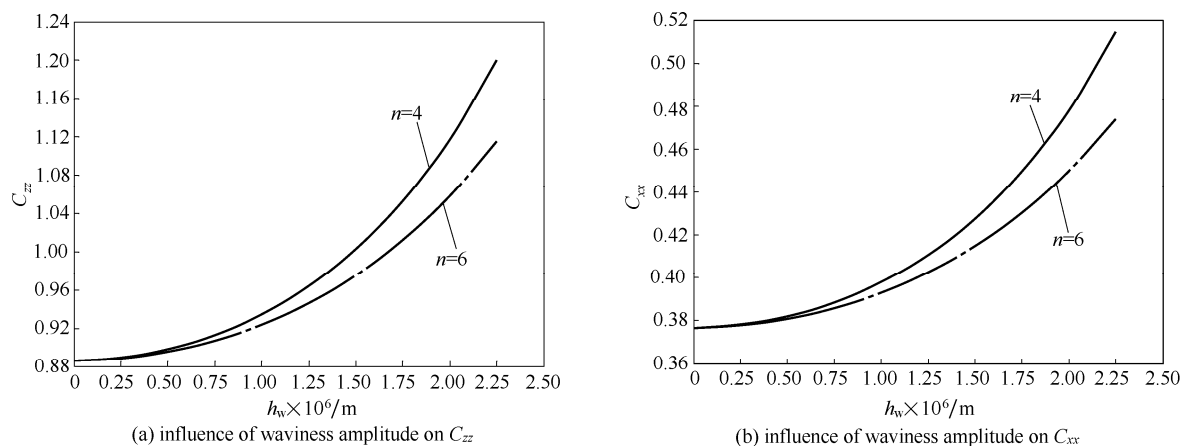


图 12 波幅对动态阻尼系数的影响

Fig.12 Influence of waviness amplitude on dynamic damping coefficients

度系数 K_{xx} (K_{yy}) 随着波幅的增加而增加, 6 波端面轴向刚度系数 K_{zz} 和角向刚度系数 K_{xx} (K_{yy}) 随着波幅的增加先增加, 之后不断下降, 在波幅为 $1.5 \mu\text{m}$ 左右达到最大值。这与前述不同波数下液膜稳态刚度随波幅的变化趋势一致。

两种端面下的角向耦合刚度系数 K_{xy} 均随着波

幅的增加逐渐增大, K_{yx} 均随着波幅的增加逐渐减小。对比图 11 中各图可知, 波度对轴向刚度系数 K_{zz} 和角向刚度系数 K_{xx} (K_{yy}) 的影响较对角向耦合刚度系数 K_{xy} 和 K_{yx} 的影响更加明显。由图 11 可得, 同一波幅下的 4 波端面动态刚度系数绝对值均大于 6 波端面, 且差距随着波幅的增加逐渐变大。可见,

波幅一定时, 波数的增多使得密封抵抗外界扰动的能力减弱。

密封面上分布有 4 个波或 6 个波时, 液膜动态阻尼系数随波幅的变化如图 12 所示。由图可知, 两种端面下的阻尼系数均随着波幅的增加而变大。同一波幅下的 4 波端面阻尼系数均大于 6 波端面阻尼系数, 且差距随着波幅的增加逐渐变大。

4 结 论

(1) 液膜密封开启力随着锥度的增加逐渐减小, 随着波幅的增加逐渐变大; 液膜刚度随着锥度的增加逐渐减小, 且波数不同时随波幅的变化趋势不同。

(2) 液膜动态刚度系数和阻尼系数随锥度的变化趋势与随膜厚的变化趋势一致; 波度对轴向刚度系数和角向刚度系数的影响较对角向耦合刚度系数的影响更加明显, 不同波数时的液膜动态阻尼系数均随着波幅的增加而变大。

(3) 本文考虑了径向锥度和周向波度对液膜密封动态特性的影响, 微观粗糙度和静态角偏差等因素的影响有待进一步研究。

符 号 说 明

a_g ——槽宽, m
 a_w ——台宽, m
 $C_{m,n}$ ——量纲 1 液膜动态阻尼系数, $m, n = x, y, z$
 D_{d0} ——量纲 1 轴向扰动幅值
 D_0 ——沿 Z 轴的轴向扰动幅值, m
 F ——密封端面液膜开启力, N
 f ——扰动频率
 H_{d0} ——量纲 1 动态液膜厚度
 H_0 ——量纲 1 稳态液膜厚度
 h ——密封端面液膜厚度, m
 h_d ——动态液膜厚度, m
 h_{d0} ——动态液膜厚度扰动幅值, m
 h_g ——螺旋槽深, m
 h_i ——稳态平衡时动、静环轴线处膜厚, m
 h_w ——波幅, m
 h_0 ——密封端面稳态液膜厚度, m
 Δh ——密封环外径与内径处膜厚差值, m
 i ——虚数单位
 K ——液膜刚度, $N \cdot m^{-1}$
 $K_{m,n}$ ——量纲 1 液膜动态刚度系数, $m, n = x, y, z$
 K_1 ——密封端面流体过程系数

K_2 ——密封端面流体离心系数
 N_g ——螺旋槽数
 n ——波数
 P_D ——量纲 1 轴向微扰压力
 $\bar{P}_{d0}$ ——量纲 1 动态液膜压力
 $\bar{P}_0$ ——量纲 1 稳态液膜压力
 P_ψ ——量纲 1 ψ 向微扰压力
 P_ϕ ——量纲 1 ϕ 向微扰压力
 p ——密封端面液膜压力, MPa
 p_d ——动态液膜压力, MPa
 p_{d0} ——动态液膜压力扰动幅值, MPa
 p_i ——密封面内径处压力, MPa
 p_w ——密封面外径处压力, MPa
 p_0 ——稳态液膜压力, MPa
 R ——量纲 1 半径
 r ——密封面半径, m
 r_g ——槽根半径, m
 r_i ——密封端面内径, m
 r_o ——密封端面外径, m
 α ——螺旋角, ($^\circ$)
 β ——锥度
 γ ——螺旋槽周向槽宽与台宽之比
 θ ——密封端面圆周转角, rad
 μ ——密封端面介质动力黏度, $Pa \cdot s$
 ρ ——密封端面介质密度, $kg \cdot m^{-3}$
 ϕ ——静环轴线与 z 轴的夹角在 xz 平面上的投影角
 ψ ——静环轴线与 z 轴的夹角在 yz 平面上的投影角
 ω ——密封动环旋转角速度, $rad \cdot s^{-1}$
 ω_1 ——量纲 1 扰动频率

References

- [1] 郝木明, 庄媛, 章大海, 等. 考虑空化效应的螺旋槽液膜密封特性数值研究 [J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2015, 39 (3): 132-137. DOI: 10.3969/j.issn.1673-5005.2015.03.018.
HAO M M, ZHUANG Y, ZHANG D H, *et al.* Numerical study on sealing performance of spiral groove liquid film seal considering effects of cavitation [J]. Journal of China University of Petroleum (Natural Science Edition), 2015, 39 (3): 132-137. DOI: 10.3969/j.issn.1673-5005.2015.03.018.
- [2] ZOU M, GREEN I. Clearance control of a mechanical face seal [J]. Tribology Transactions, 1999, 42 (3): 535-540. DOI: 10.1080/10402009908982252.
- [3] 顾永泉. 机械端面密封[M]. 东营: 石油大学出版社, 1994: 5-7.
GU Y Q. Mechanical Face Seal[M]. Dongying: Petroleum University Press, 1994: 5-7.
- [4] 王涛, 黄伟峰, 王玉明. 机械密封液膜汽化问题研究现状及进展 [J]. 化工学报, 2012, 63 (11): 3375-3382. DOI: 10.3969/j.issn.0438-

- 1157.2012.11.001.
WANG T, HUANG W F, WANG Y M. Research and progress of mechanical seals operating with vaporization transition [J]. CIESC Journal, 2012, **63** (11): 3375-3382. DOI: 10.3969/j.issn.0438-1157.2012.11.001.
- [5] 唐飞翔, 孟祥凯, 李纪云, 等. 基于质量守恒的 LaserFace 液体润滑机械密封数值分析 [J]. 化工学报, 2013, **64** (10): 3694-3700. DOI: 10.3969/j.issn.0438-1157.2013.10.029.
TANG F X, MENG X K, LI J Y, *et al.* Numerical analysis of LaserFace liquid lubricated mechanical seal based on mass conservation [J]. CIESC Journal, 2013, **64** (10): 3694-3700. DOI: 10.3969/j.issn.0438-1157.2013.10.029.
- [6] 李振涛, 郝木明, 杨文静, 等. 波度和锥度对液体润滑机械密封空化特性影响 [J]. 化工学报, 2016, **67** (5): 2005-2014. DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20151733.
LI Z T, HAO M M, YANG W J, *et al.* Effects of waviness and taper on cavitation characteristics of liquid lubricated mechanical seals [J]. CIESC Journal, 2016, **67** (5): 2005-2014. DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20151733.
- [7] 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.
- [8] SALANT R F, HOMILLER S J. Stiffness and leakage in spiral groove upstream pumping mechanical seals [J]. Tribology Transactions, 1993, **36** (1): 55-60. DOI: 10.1080/10402009308983132.
- [9] 徐华, 朱均. 螺旋槽式液体机械密封的动力学性能分析 [J]. 西安交通大学学报, 2004, **38** (5): 474-478. DOI: 10.3321/j.issn:0253-987X.2004.05.009.
XU H, ZHU J. Analysis of dynamic performance of spiral seals for liquid [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004, **38** (5): 474-478. DOI: 10.3321/j.issn:0253-987X.2004.05.009.
- [10] 周剑锋, 顾伯勤. 微扰动对液体螺旋槽机械密封性能的影响 [J]. 摩擦学学报, 2008, **28** (4): 327-332. DOI: 10.3321/j.issn:1004-0595.2008.04.007.
ZHOU J F, GU B Q. Influence of micro perturbation on performance of liquid spiral groove mechanical seal [J]. Tribology, 2008, **28** (4): 327-332. DOI: 10.3321/j.issn:1004-0595.2008.04.007.
- [11] 李贵勇, 郝木明, 闫明强. 螺旋槽上游泵送机械密封密封特性数值计算 [J]. 润滑与密封, 2010, **35** (9): 56-59. DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2010.09.013.
LI G Y, HAO M M, YAN M Q. Numerical computations of the seal performance of upstream pumping mechanical seals with spiral grooves [J]. Lubrication Engineering, 2010, **35** (9): 56-59. DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2010.09.013.
- [12] 张伟政, 于踪洋, 丁雪兴. 上游泵送机械密封液膜流场近似解析计算 [J]. 应用力学学报, 2015, **32** (4): 694-698. DOI: 10.11776/cjam.32.04.A015.
ZHANG W Z, YU Z Y, DING X X. Approximate analytical calculation of liquid film flow field on upstream pumping mechanical seal [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2015, **32** (4): 694-698. DOI: 10.11776/cjam.32.04.A015.
- [13] 孟凡明. 径向-推力动静压浮环轴承静特性研究 [D]. 郑州: 郑州大学, 2000.
MENG F M. Study on the static characteristics of radial-thrust floating-ring hybrid bearing[D]. Zhengzhou: Zhengzhou University, 2000.
- [14] PINKUS O, LUND J W. Centrifugal effects in thrust bearings and seals under laminar conditions [J]. Journal of Lubrication Technology, 1981, **103** (1): 126-136. DOI: 10.1115/1.3251600.
- [15] YU T H, SADEGHI F. Groove effects on thrust washer lubrication [J]. Journal of Tribology, 2001, **123** (2): 295-304. DOI: 10.1115/1.1308014.
- [16] 宫燃, 葛如海, 谢明祥. 密封环扰动状态下稳定性分析及动态响应 [J]. 振动与冲击, 2011, **30** (8): 179-182. DOI: 10.3969/j.issn.1000-3835.2011.08.035.
GONG R, GE R H, XIE M X. Stability and dynamical characteristic investigation on seal under small disturbance [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, **30** (8): 179-182. DOI: 10.3969/j.issn.1000-3835.2011.08.035.
- [17] 戚社苗, 耿海鹏, 虞烈. 动压气体轴承的动态刚度和动态阻尼系数 [J]. 机械工程学报, 2007, **43** (5): 91-98. DOI: 10.3321/j.issn:0577-6686.2007.05.016.
QI S M, GENG H P, YU L. Dynamic stiffness and dynamic damping coefficients of aerodynamic bearings [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, **43** (5): 91-98. DOI: 10.3321/j.issn:0577-6686.2007.05.016.
- [18] 虞烈. 弹性箔片轴承的气弹润滑解 [J]. 西安交通大学学报, 2004, **38** (3): 327-330. DOI: 10.3321/j.issn:0253-987X.2004.03.026.
YU L. Solution of elasto-aerodynamic lubrication for compliant foil bearings [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004, **38** (3): 327-330. DOI: 10.3321/j.issn:0253-987X.2004.03.026.
- [19] 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.
- [20] 宋鹏云, 陈匡民, 董宗玉, 等. 液体润滑螺旋槽机械密封性能的数值分析 [J]. 昆明理工大学学报, 2000, **25** (3): 4-8. DOI: 10.3969/j.issn.1007-855X.2000.03.002.
SONG P Y, CHEN K M, DONG Z Y, *et al.* A numerical analysis to the seal characteristics of a liquid lubricated spiral groove mechanical seal[J]. Journal of Kunming University of Science and Technology, 2000, **25** (3): 4-8. DOI: 10.3969/j.issn.1007-855X.2000.03.002.