

天然气掺氢对管线压缩机轴端干气密封动力学特性的影响

夏永波¹, 欧阳欣², 程磊², 李志刚¹, 李军¹

(1. 西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安; 2. 国家石油天然气管网集团有限公司

科学技术研究总院分公司, 065000, 河北廊坊)

摘要: 为探究天然气掺氢对管线压缩机轴端干气密封动力学特性的影响,提出了干气密封动力学特性的三自由度多频扰动非定常计算流体力学摄动数值预测方法,通过实验和数值结果验证了方法的可靠性。采用该方法研究了10种扰动频率、4种掺氢比和3种进口压力对干气密封动力学特性系数的影响规律,结果表明:所提方法能准确预测干气密封受轴向和角向多频率扰动时的动力学特性系数;随着扰动频率的增大,气膜轴向阻尼和角向直接阻尼呈抛物线趋势减小,表明气膜在高频扰动下易失稳;随着掺氢比的增加,气膜轴向刚度和角向直接刚度分别减小了7.81%~12.19%、6.66%~14.05%,轴向阻尼和角向直接阻尼变化较小(<5%),表明天然气掺氢降低了气膜抵抗外界轴向和角向扰动的能力,但对气膜恢复平衡稳定的能力影响较小;增加进口压力会提高各动力学特性系数,有利于干气密封形成稳定气膜。研究可为掺氢条件下天然气管线压缩机轴端干气密封的可靠设计和安全稳定运行提供参考。

关键词: 干气密封;天然气掺氢;多频扰动;动力学特性

中图分类号: TH136 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202412018 **文章编号:** 0253-987X(2024)12-0186-11

Influence of Hydrogen Blending in Natural Gas on the Dynamic Characteristics of Shaft-End Dry Gas Seals in Pipeline Compressors

XIA Yongbo¹, OUYANG Xin², CHENG Lei², LI Zhigang¹, LI Jun¹

(1. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Science and Technology Research Institute, National Oil and Natural Gas Pipeline Network Group Company Limited, Langfang, Hebei 065000, China)

Abstract: To explore the impact of hydrogen blending in natural gas on the dynamic characteristics of shaft-end dry gas seals (DGS) in pipeline compressors, a three-degree-of-freedom multi-frequency perturbation unsteady computational fluid dynamics perturbation numerical prediction method for dynamic characteristics of DGS is proposed. The method's reliability is verified through experimental and numerical results. Using this method, the effects of ten disturbance frequencies, four hydrogen blending ratios, and three inlet pressures on the dynamic characteristic coefficient of DGS are examined. The results demonstrate that the proposed method accurately predicts the dynamic characteristic coefficients of DGS under axial and angular multi-frequency perturbations.

收稿日期: 2024-02-02。 作者简介: 夏永波(2000—),男,硕士生;李志刚(通信作者),男,教授,博士生导师。

基金

项目: 国家自然科学基金资助项目(52176042)

网络出版时间: 2024-04-24

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20240422.1014.002>

As the disturbance frequency increases, the axial gas film damping and angular direct damping decrease in a parabolic manner, indicating the gas film's susceptibility to instability under high-frequency perturbations. With an escalation in hydrogen blending ratio, the axial gas film stiffness and angular direct stiffness diminish by 7.81% to 12.19% and 6.66% to 14.05%, respectively, while the axial damping and angular direct damping exhibit minimal changes ($<5\%$). This suggests that hydrogen blending in natural gas reduces the gas film's capacity to withstand external axial and angular disturbances, but has a relatively minor impact on its ability to restore balance and stability. Furthermore, increasing the inlet pressure enhances all dynamic characteristic coefficients, which is beneficial for the formation of a stable gas film in DGS. This study provides valuable insights for the reliable design and safe operation of shaft-end DGS in natural gas pipeline compressors under hydrogen blending conditions.

Keywords: dry gas seal; hydrogen-blended natural gas; multi-frequency excitation; dynamic characteristics

氢能作为一种来源丰富、高效环保、应用范围广泛的二次能源,将逐渐替代石油、煤炭等传统能源,成为推动世界能源转型的重要载体^[1-2]。目前,纯氢管道基础设施建设尚不完善,而利用在役的天然气管道输送天然气与氢气的掺混气体,可以实现氢气的大规模、长距离输送,并有效降低管道建设和维护成本^[3]。作为长输管线离心压缩机轴端的关键部件,干气密封(DGS)具有微小的气膜间隙,所以应尽量避免因环面的安装偏差和变形导致的密封端面偏磨、碰磨和气膜失稳等现象^[4]。因此,深入研究天然气掺氢对干气密封动力学特性的影响,对确保天然气长输管线离心压缩机及其轴端干气密封的安全稳定运行意义重大。

近年来,相关学者探究了多种工质的物性和组分对干气密封动力学特性的影响。陈珂等^[5]研究了掺氢比 0~20% 对天然气离心压缩机气动性能和喘振边界的影响,发现掺氢会降低压缩机工作稳定性。夏永波等^[6]深入探究了 4 种掺氢比和 5 种进口压力对 DGS 启动特性的影响规律,发现天然气掺氢后会增大 DGS 的开启难度。宋鹏云等^[7]以 T 型槽 DGS 为研究对象,对比分析了二氧化碳、氢气、氮气等实际气体和理想气体在不同压缩数(转速比)、频率数(频率比)下对气膜刚度和阻尼的影响规律。许恒杰等^[8]以氢气为润滑气体,研究了实际气体效应和阻塞效应对螺旋槽干气密封(S-DGS)动力学特性的影响,发现这两种效应使得 S-DGS 气膜的直接刚度最大减幅为 9.03%,直接阻尼最大增加幅度为 4.45%。江锦波等^[9]对比分析了超临界二氧化碳和氮气 DGS 在频率比为 0.1~100 的动力学特性,结果表明相较于氮气 DGS,超临界二氧化碳 DGS 在

高频下的动力学特性系数下降程度大于 50%。以上研究主要以超临界二氧化碳、氮气、氢气等为研究对象对干气密封展开分析,缺乏有关天然气掺氢对干气密封动力学特性影响规律的研究。

许多学者考虑密封环受到的轴向和角向扰动,对干气密封的动力学特性开展了相关研究。继 Malanoski 等^[10]基于窄槽理论假设分析了螺旋槽推力轴承的轴向动力学特性之后,研究人员提出了微扰法、阶跃法和数值频率响应法等线性分析方法,以及直接数值模拟法等非线性分析方法。气膜通常可以等效为弹簧和阻尼系统,即对其作线性化处理。Zirkelback 等^[11]从窄槽理论假设上进行突破,采用微扰法建立微扰雷诺方程,求解了螺旋槽端面密封的稳态和动力学特性。Faria^[12]针对螺旋槽气体端面密封,采用微扰法探究了两种压缩数(1 253 和 2 924)及不同频率数(1~10 000)对密封高速运行时轴向动力学特性的影响,发现压缩数只影响轴向刚度和阻尼系数,并不影响动力学特性系数随频率数的变化趋势。Faria^[13]采用微扰法进一步探究了角向安装偏差对高速螺旋槽气体端面密封动力学特性的影响,发现过大的角向偏差会降低轴向阻尼,密封易发生自激振动,且高速下负的角向阻尼易导致密封失稳。Ruan^[14]基于微扰法分析了螺旋槽端面密封受轴向和角向扰动时的气膜刚度和阻尼特性,结果表明:当频率数小于 1 时,刚度和阻尼系数变化较小;而当频率数大于 1 时,直接刚度随频率数呈线性增加,交叉刚度缓慢减小,阻尼系数随频率数迅速减小。许恒杰等^[15-16]分别对三自由度扰动下的外加压式静压 DGS 和 S-DGS 进行分析,采用微扰法获得了 DGS 轴向及角向动力学特性系数的变化规律。

陈源等^[17]综合考虑动环的轴向振动和角向摆动,研究了高速高压下 S-DGS 结构参数对动力学特性系数的影响。Chen 等^[18]采用微扰法对 3 种槽型 DGS 受轴向和角向扰动时的动力学特性展开分析,表明气膜扰动对不同 DGS 的密封性能影响显著。此外,Miller 等^[19]采用阶跃法和数值频率响应法分析了 S-DGS 在三自由度扰动下的气膜刚度和阻尼特性,结果表明:相较于数值频率响应法,阶跃法更省时,但在高频下的预测精度较低。刘向锋等^[20]基于阶跃法计算了极端工况下 DGS 受轴向、角向扰动时,结构参数对密封性能的影响规律,得到的优选取值范围为:螺旋角 $20^{\circ}\sim 30^{\circ}$,槽深 $6\sim 9\text{ }\mu\text{m}$,槽坝比 $0.5\sim 0.7$,槽台比 $0.5\sim 0.6$ 。Miller 等^[21]首次采用直接数值模拟法预测 S-DGS 的非线性动力学特性,但由于计算量过大,因而难以广泛适用。由此可见,目前对干气密封动力学特性的分析方法较为固定、计算过程繁琐,并需要对每个频率单独计算动力学特性系数,计算量较大。

针对上述问题,为了进一步深入研究掺氢天然气对干气密封动力学特性的影响规律,本文提出了干气密封动力学特性的三自由度多频扰动非定常计算流体力学(CFD)摄动数值预测方法,用于准确预测干气密封受轴向和角向多频率扰动时的动力学特性系数;采用实验和数值结果验证了数值分析方法的可靠性,并借助商业软件 ANSYS CFX,以掺氢天然气为润滑气体,计算分析了 10 种扰动频率($100\sim 1\,000\text{ Hz}$)、4 种掺氢比($0\%、10\%、20\%、30\%$)和 3 种进口压力($4、8、12\text{ MPa}$)对干气密封气膜刚度、阻尼等动力学特性系数的影响规律。

1 天然气管线压缩机轴端干气密封结构

1.1 干气密封几何结构

由图 1 所示,干气密封主要由静环、与转子相连的动环以及提供闭合力的联结部件(波纹管、弹簧等)组成。在动环面开设若干周向均匀分布的动压槽,随转子运转的动环将高压的润滑气体泵入两密封端面之间,并将其压缩产生流体动压力,从而抵消闭合合力,在稳定运行时形成一层极薄的气膜。此外,在密封出口处增加出口扩张段^[6],考虑高压下阻塞效应的影响和密封出口流道扩张对密封性能的影响。表 1 给出了 PCL800 机型压缩机轴端配置的一级干气密封槽型结构参数。

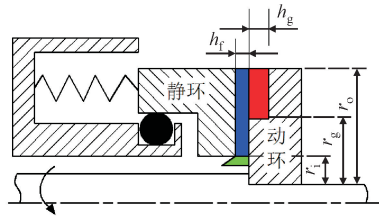


图 1 干气密封结构示意图
Fig. 1 Structure diagram of DGS

表 1 干气密封结构参数^[22]

Table 1 Geometry parameters of DGS ^[22]	
参数	数值
密封内半径 r_i/mm	105.5
密封外半径 r_o/mm	130
螺旋槽根径 r_g/mm	117.015
槽堰比 γ	0.50
槽坝比 ξ	0.53
槽数 N	24
槽深 $h_g/\mu\text{m}$	10
气膜厚度 $h_f/\mu\text{m}$	2.5, 2.3, 2.2
螺旋角 $\alpha/(^{\circ})$	15

基于文献[22]中 GE PCL800 机型天然气管线压缩机轴端一级干气密封,建立如图 2 所示的干气密封全三维数值计算模型(为便于展示,将气膜沿轴向放大 1 000 倍)。由于干气密封在不同运行压力下稳定运行时的气膜厚度不同,根据文献[6]得到该干气密封在 4、8、12 MPa 进口压力下对应的平衡膜厚分别为 2.5、2.3、2.2 μm 。干气密封的动压槽采用对数螺旋槽,相应的螺旋槽型线为

$$r = r_g e^{\beta \tan \alpha} \tag{1}$$

式中: r 为极坐标半径; r_g 为螺旋槽根部半径; β 为极坐标角; α 为螺旋角。

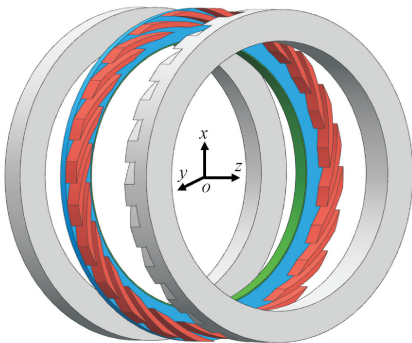


图 2 干气密封全三维计算模型

Fig. 2 Three-dimensional calculation model of DGS

1.2 网格划分

采用全三维计算模型对干气密封动力学特性开展计算,使用商业软件 ICEM CFD 对干气密封单个计算域生成块剖分全六面体结构化网格,如图 3 所示。对干气密封的进、出口以及各动压槽根部进行网格细化处理,以保证在气膜受到扰动时能准确捕捉到润滑气体的流动细节。此外,考虑到干气密封微米级的轴向间隙,为保证良好的网格质量,沿轴向布置 25~30 个节点^[6]。

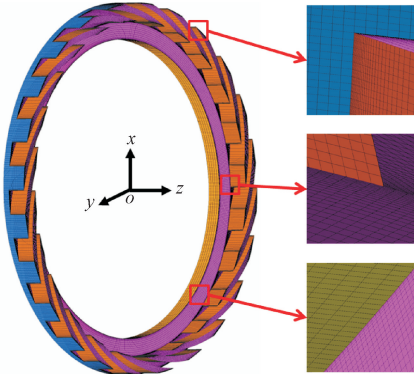


图 3 单个计算域全三维计算网格
Fig. 3 Three-dimensional calculation grid of single computational domain

1.3 边界条件设置

图 4 给出了干气密封的边界条件设置。螺旋槽干气密封的计算流体域设定为旋转域,进口和出口分别给定相应的压力,参考压力为 1.013×10^5 Pa。与静环接触的壁面设置为静止壁面,与动环接触的壁面设置为旋转壁面,计算域转速 ω 与动环旋转速度相同。干气密封的操作条件设置见表 2。润滑气

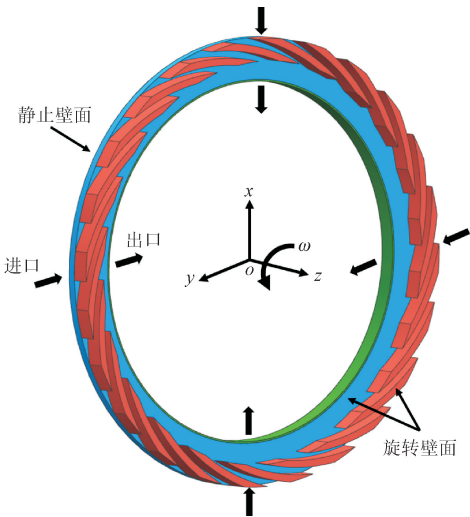


图 4 干气密封边界条件
Fig. 4 Boundary conditions of DGS

体为天然气和氢气的掺混物,天然气包含 CH_4 、 C_2H_6 、 C_3H_8 、 N_2 、 CO_2 5 种气体组分,体积分数分别为 97.058%、0.152%、0.010%、0.706% 和 2.074%^[23],掺混氢气的体积分数分别为 0%、10%、20%、30%。为考虑密封润滑气体的实际气体效应,采用 RK 实际气体模型生成掺氢天然气混合气体。

表 2 干气密封操作条件
Table 2 Operating conditions of DGS

参数	数值
进口压力(表压) p_i/MPa	4,8,12
出口压力(表压) p_o/MPa	0.15
温度 T_o/K	343
转速 $\omega/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	6 405

2 三自由度多频扰动非定常 CFD 摄动数值预测方法

2.1 静环三自由度多频扰动模型

在实际安装过程中,静环相对于动环难免存在一定的倾斜度,轴系在运转时也会产生轴向激励,角向安装偏差和轴向振动等因素会引起干气密封动、静环之间的气膜发生扰动。静环和动环的相对位置关系如图 5 所示,干气密封需要抵抗外界轴向和角向的扰动以保证稳定运转。图中, P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 分别为静环面上共圆的监测点, Δz 、 $\Delta \alpha$ 、 $\Delta \beta$ 分别为轴向和两个角向的扰动位移, F_z 、 M_x 、 M_y 分别为气膜动态力和两个角向的力矩, h_f 为气膜厚度。

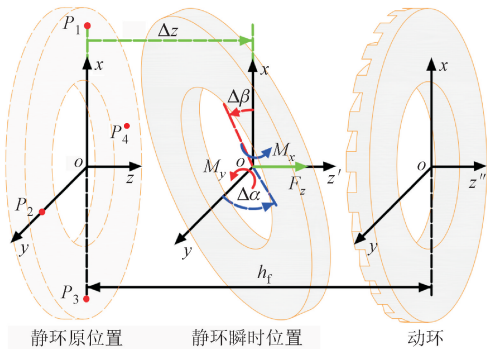


图 5 密封环相对位置示意图
Fig. 5 Relative position of sealing ring

由于干气密封运行时,静环受到来自轴向和两个角向共 3 个方向的激励,因此在 3 个方向上均加载扰动位移。假设单个频率下静环在平衡位置作小位移扰动,则静环轴向的扰动位移可表示为

$$\Delta z = a \sin(\Omega t) \tag{2}$$

绕 x 轴的角向扰动位移可表示为

$$\Delta\alpha = b\cos(\Omega t) \tag{3}$$

绕 y 轴的角向扰动位移可表示为

$$\Delta\beta = c\sin(\Omega t) \tag{4}$$

式中： a 、 b 、 c 分别为轴向和两个角向的扰动振幅； Ω 为扰动频率； t 为扰动时间。

密封环受到的扰动频率并不为单一频率，多频扰动模型更适用于真实的静环扰动现象，且能大幅减少计算时间。为了在多频率范围内确定干气密封的动力学特性系数，采用三自由度多频扰动模型作为静环的扰动模型，将各个频率下的扰动位移信号线性叠加^[24]，即可获得静环三自由度多频扰动模型的数学表达式。此时，轴向扰动位移表示为

$$\Delta z = a \sum_{k=1}^n \sin(\Omega_k t) \tag{5}$$

绕 x 轴的角向扰动位移表示为

$$\Delta\alpha = b \sum_{k=1}^n \cos(\Omega_k t) \tag{6}$$

绕 y 轴的角向扰动位移表示为

$$\Delta\beta = c \sum_{k=1}^n \sin(\Omega_k t) \tag{7}$$

式中： n 为扰动频率数； Ω_k 为各扰动频率， $\Omega_k = k2\pi f_1$ ，基频 $f_1 = 100$ Hz。

定义频率比 Γ 为扰动频率与转速的比值，表示为

$$\Gamma = \Omega/\omega \tag{8}$$

为表征静环相对于平衡位置的摆动程度，定义无量纲倾斜比 C_t 及角向扰动振幅 A_a ，分别表示如下

$$C_t = \frac{\Delta h_f}{h_f} \tag{9}$$

$$A_a = \arcsin\left(\frac{C_t h_f}{r_o}\right) \tag{10}$$

式中： Δh_f 为角向摆动引起的干气密封外径处气膜厚度的最大偏移量。

2.2 静环非定常 CFD 摄动方法

在进行非定常计算之前，需要先获得定常计算结果并将其作为初场。在软件 ANSYS CFX 中加载用户自定义函数，利用网格变形技术实现静环端面的小扰动位移，进而求解可压缩雷诺平均 N-S 方程获得非定常的计算结果。表 3 给出了非定常计算参数。为准确捕捉到流动的非定常效应，经无关性验证后将时间步长设置为 $20\ \mu\text{s}$ ^[4]。

表 3 非定常数值计算参数

Table 3 Unsteady numerical calculation parameters

参数	方法与数值
分析类型	非定常
网格运动	网格变形技术
倾斜比 C_t	1%
扰动振幅 $a/\mu\text{m}$	1% h_f
扰动振幅 $b, c/\text{rad}$	0.7 A_a , A_a
扰动频率数 n	10
扰动频率 f_k/Hz	100, 200, ..., 1 000
时间步长/s	2×10^{-5}
湍流模型	SST

2.3 动力学特性系数频域识别方法

干气密封受三自由度扰动时，通常忽略质量力，在微小扰动下可将气膜看作线性化的弹簧和阻尼器。因此，气膜动态力、力矩和扰动位移的关系方程^[14]可表示为

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} F_z \\ M_x \\ M_y \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} K_{zz} & K_{za} & K_{z\beta} \\ K_{az} & K_{aa} & K_{a\beta} \\ K_{\beta z} & K_{\beta a} & K_{\beta\beta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta z \\ \Delta\alpha \\ \Delta\beta \end{bmatrix} + \\ &\quad \begin{bmatrix} C_{zz} & C_{za} & C_{z\beta} \\ C_{az} & C_{aa} & C_{a\beta} \\ C_{\beta z} & C_{\beta a} & C_{\beta\beta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\Delta z} \\ \dot{\Delta\alpha} \\ \dot{\Delta\beta} \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{11}$$

式中： K_{zi} 、 K_{ai} 、 $K_{\beta i}$ 、 C_{zi} 、 C_{ai} 、 $C_{\beta i}$ ($i = z, \alpha, \beta$) 分别为与轴向和角向扰动相关的动力学特性系数； $\dot{\Delta z}$ 、 $\dot{\Delta\alpha}$ 、 $\dot{\Delta\beta}$ 分别为轴向和两个角向的扰动速度。

上述动力学特性系数可分别定义为

$$\begin{cases} K_{zi} = -\frac{\partial F_z}{\partial i}; C_{zi} = -\frac{\partial F_z}{\partial \dot{j}}; \\ K_{ai} = -\frac{\partial M_x}{\partial i}; C_{ai} = -\frac{\partial M_x}{\partial \dot{j}}; \\ K_{\beta i} = -\frac{\partial M_y}{\partial i}; C_{\beta i} = -\frac{\partial M_y}{\partial \dot{j}} \\ i = z, \alpha, \beta; j = \dot{z}, \dot{\alpha}, \dot{\beta} \end{cases} \tag{12}$$

大量研究^[14, 25-27]表明，轴向扰动和角向扰动相互影响很小，由轴向扰动产生的角向动力学特性系数 K_{az} 、 $K_{\beta z}$ 、 C_{az} 、 $C_{\beta z}$ ，以及由角向扰动产生的轴向动力学特性系数 K_{za} 、 $K_{z\beta}$ 、 C_{za} 、 $C_{z\beta}$ 均远小于其它动力学特性系数，故可认为 K_{az} 、 $K_{\beta z}$ 、 C_{az} 、 $C_{\beta z}$ 、 K_{za} 、 $K_{z\beta}$ 、 C_{za} 、 $C_{z\beta}$ 近似为 0。由于干气密封气膜具有轴对称性，绕 x 、 y 轴的角向扰动引起的角向刚度和阻尼满足

$$\begin{cases} K_{aa} = K_{\beta\beta}; & C_{aa} = C_{\beta\beta} \\ K_{a\beta} = -K_{\beta a}; & C_{a\beta} = -C_{\beta a} \end{cases} \tag{13}$$

因此，式(11)可简化为

$$-\begin{bmatrix} F_z \\ M_x \\ M_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{zz} & 0 & 0 \\ 0 & K_{\alpha\alpha} & K_{\alpha\beta} \\ 0 & K_{\beta\alpha} & K_{\beta\beta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta z \\ \Delta\alpha \\ \Delta\beta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{zz} & 0 & 0 \\ 0 & C_{\alpha\alpha} & C_{\alpha\beta} \\ 0 & C_{\beta\alpha} & C_{\beta\beta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\Delta z} \\ \dot{\Delta\alpha} \\ \dot{\Delta\beta} \end{bmatrix} \quad (14)$$

对于静环三自由度多频扰动模型,在时域内,动态力和力矩(F_z, M_x, M_y)、扰动位移($\Delta z, \Delta\alpha, \Delta\beta$)、扰动速度($\dot{\Delta z}, \dot{\Delta\alpha}, \dot{\Delta\beta}$)均为包含相同频率、不同相位的多频波动信号,为了将各频率分量进行分离,对其进行快速傅里叶变换(FFT)^[28],以获得频域内各频率分量力、力矩和位移信号的复数形式。式(14)可进一步写为

$$-\begin{bmatrix} F_z(\Omega) \\ M_x(\Omega) \\ M_y(\Omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{zz} & 0 & 0 \\ 0 & H_{\alpha\alpha} & H_{\alpha\beta} \\ 0 & H_{\beta\alpha} & H_{\beta\beta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_z(\Omega) \\ D_\alpha(\Omega) \\ D_\beta(\Omega) \end{bmatrix} \quad (15)$$

式中: $F_z(\Omega), M_x(\Omega), M_y(\Omega), D_z(\Omega), D_\alpha(\Omega), D_\beta(\Omega)$ 分别为频域内各频率分量的力、力矩和位移; $H_{zz}, H_{\alpha\alpha}, H_{\alpha\beta}, H_{\beta\alpha}, H_{\beta\beta}$ 为各阻抗系数,表达式分别如下

$$\begin{cases} H_{zz} = K_{zz} + j\Omega C_{zz} \\ H_{\alpha\alpha} = K_{\alpha\alpha} + j\Omega C_{\alpha\alpha} \\ H_{\beta\beta} = K_{\beta\beta} + j\Omega C_{\beta\beta} \\ H_{\alpha\beta} = K_{\alpha\beta} + j\Omega C_{\alpha\beta} \\ H_{\beta\alpha} = K_{\beta\alpha} + j\Omega C_{\beta\alpha} \end{cases} \quad (16)$$

通过求解式(15),并将式(13)代入式(16),可求出各阻抗系数

$$\begin{cases} H_{zz} = \frac{-F_z(\Omega)}{D_z(\Omega)} \\ H_{\alpha\alpha} = H_{\beta\beta} = \frac{-M_x(\Omega)D_\alpha(\Omega) - M_y(\Omega)D_\beta(\Omega)}{D_\alpha^2(\Omega) + D_\beta^2(\Omega)} \\ H_{\alpha\beta} = -H_{\beta\alpha} = \frac{-M_x(\Omega)D_\beta(\Omega) + M_y(\Omega)D_\alpha(\Omega)}{D_\alpha^2(\Omega) + D_\beta^2(\Omega)} \end{cases} \quad (17)$$

根据式(16)和式(17),得到各动力学特性系数

$$\begin{cases} K_{zz} = \text{Re}(H_{zz}) \\ K_{\alpha\alpha} = \text{Re}(H_{\alpha\alpha}) \\ K_{\alpha\beta} = \text{Re}(H_{\alpha\beta}) \\ C_{zz} = \text{Im}(H_{zz})/\Omega \\ C_{\alpha\alpha} = \text{Im}(H_{\alpha\alpha})/\Omega \\ C_{\alpha\beta} = \text{Im}(H_{\alpha\beta})/\Omega \end{cases} \quad (18)$$

2.4 网格无关性验证

Brunetiere 等^[29]提出采用流动系数 α 判别密封

内气膜的流动状态。对于本文工况,流动系数均高于 1,因此处于湍流状态,可采用 SST 湍流模型分析干气密封流动特性。

为分析网格节点数量对计算结果的影响,对气膜厚度为 $2.3 \mu\text{m}$ 时的全三维数值计算模型划分了 247、435、643、857、1 103 万共 5 种网格节点数。图 6 给出了网格无关性的验证结果。由图可见,随着网格数量增加,开启力和泄漏量逐渐趋于平稳,当网格节点数由 857 万增加至 1 103 万时,开启力和泄漏量的变化幅度均低于 0.3%。因此,在保证结果准确性的同时考虑到计算速度,选取计算模型的网格节点数为 857 万。

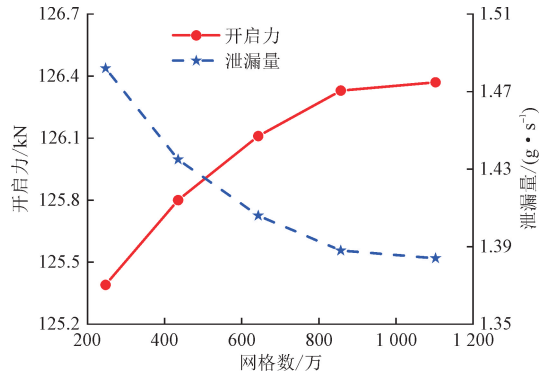
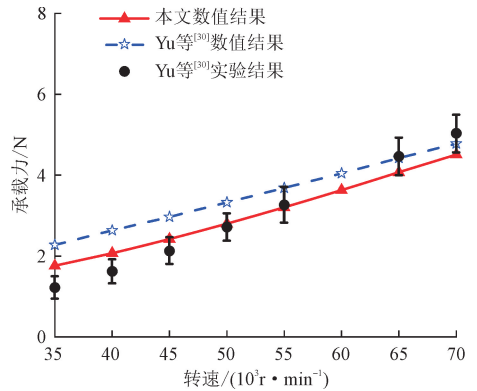


图 6 网格无关性验证

Fig. 6 Verification of grid independence

2.5 数值方法验证

为了验证所提出的三自由度多频扰动非定常 CFD 摄动数值预测方法的准确性,将本文方法的计算结果与 Yu 等^[30]对人字槽气体推力轴承优化前、后承载力的实验和数值结果进行对比,如图 7 所示。由图可见,本文方法计算得到的轴承承载力基本在误差带范围内,在低转速承载力较小的情况下,本文计算结果与 Yu 等^[30]实验结果的最大相对误差低于 15%。



(a) 优化前

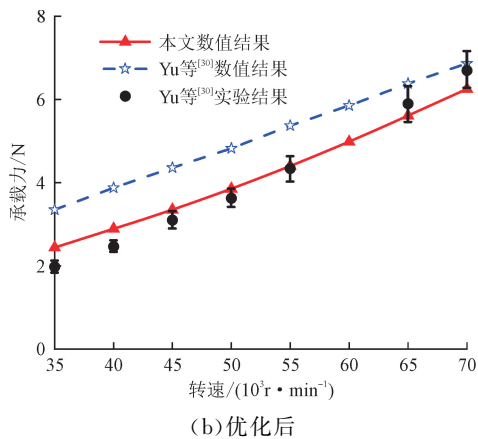


图 7 人字槽气体推力轴承优化前、后的承载力结果验证

Fig. 7 Verification of bearing capacity of herringbone groove gas thrust bearing before and after optimization

进一步,将本文计算结果与文献中得到的螺旋槽气体推力轴承无量纲轴向刚度和阻尼的数值结果进行对比,结果如图 8 所示。

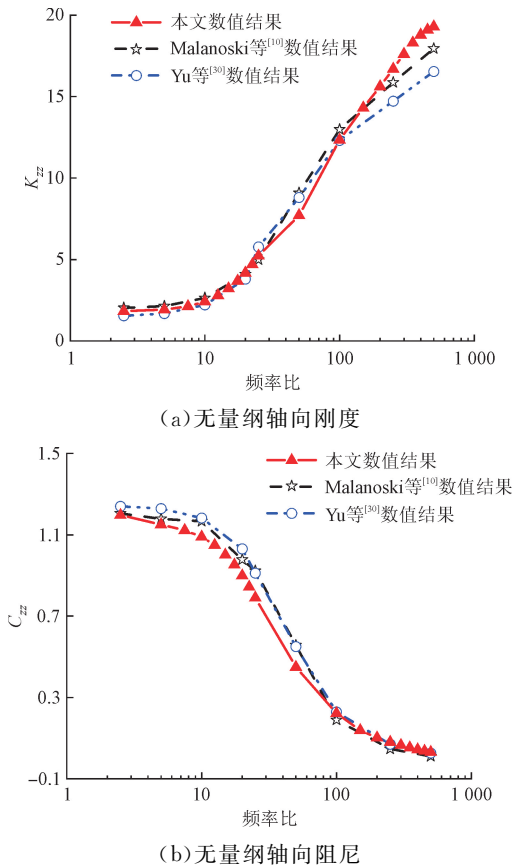


图 8 螺旋槽气体推力轴承无量纲轴向刚度和阻尼结果验证

Fig. 8 Verification of dimensionless axial stiffness and damping results of spiral groove gas thrust bearing

本文通过 CFD 方法对轴向扰动和角向扰动开展耦合计算,得到的无量纲轴向刚度和阻尼系数与

Malanoski 等^[10]的数值结果和 Yu 等^[30]的数值结果吻合较好,相对误差均小于 20%,验证了本文干气密封动力学特性的三自由度多频扰动非定常 CFD 摄动数值预测方法的可靠性和准确性。

3 结果分析

3.1 动态监测数据

通过在静环面的 x 、 y 轴正负方向分别设置如图 5 所示的 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 监测点,从非定常计算结果中提取出轴向和两个角向的扰动位移信号,以及静环面的轴向力和角向力矩信号。当静环面上的轴向力和角向力矩呈周期性振荡,且相邻周期的受力波动小于 0.2% 时,认为非定常计算达到周期性的稳定流动状态。在进口压力为 8 MPa、掺氢比为 0% 的工况下,监测到周期性稳定流动状态的时域信号,如图 9 所示。通过对时域信号进行 FFT 变换,得到图 10 所示 10 个扰动频率分量的频域信号。

气膜对静环的动态轴向力 F_z 可表示为

$$F_z = \iint_A p dA \quad (19)$$

式中: p 为气膜压力; A 为静环面积。

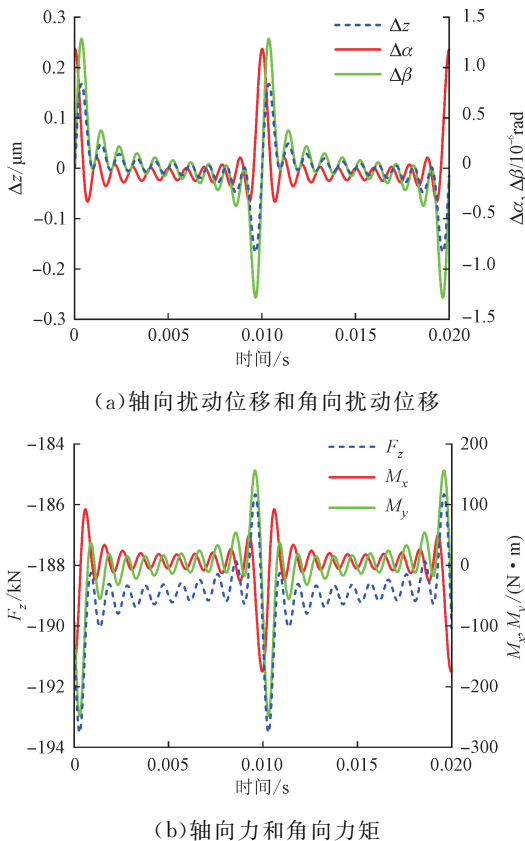


图 9 监测到的静环上的时域信号

Fig. 9 Time domain signal monitored on stationary ring

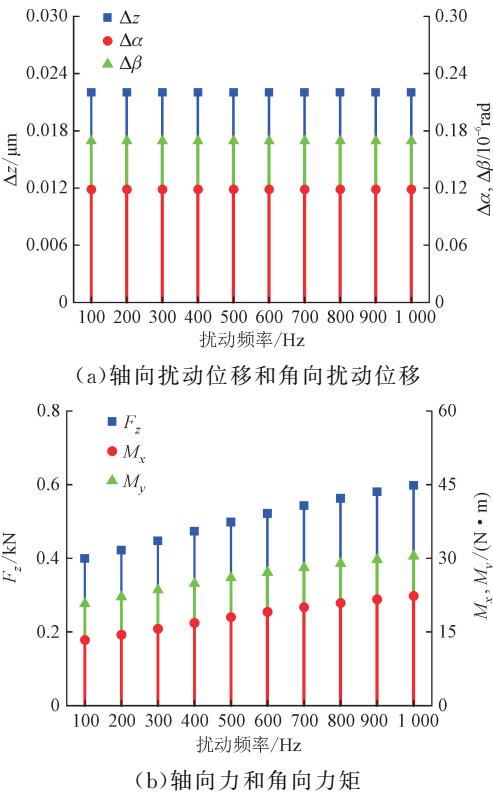


图 10 监测到的静环上的频域信号

Fig. 10 Frequency domain signal monitored on stationary ring

绕 x 、 y 轴的角向力矩 M_x 和 M_y 分别表示为

$$M_x = \iint_A pr \sin \theta dA \tag{20}$$

$$M_y = \iint_A pr \cos \theta dA \tag{21}$$

式中: θ 为角向摆动角。

3.2 不同掺氢比和进口压力下的动力学特性

图 11 给出了进口压力为 4 MPa 时, 4 种掺氢比下的动力学特性系数随扰动频率的变化规律。由图可见, 轴向刚度 K_{zz} 、角向直接刚度 $K_{\alpha\alpha}$ 和角向交叉刚度 $K_{\alpha\beta}$ 均随扰动频率的增大而增大, 而轴向阻尼 C_{zz} 、角向直接阻尼 $C_{\alpha\alpha}$ 和角向交叉阻尼 $C_{\alpha\beta}$ 均随扰动频率的增大逐渐减小, 且在低频扰动下各动力学系数的变化幅度均较大, 在高扰动频率下的变化幅度趋于平缓。当扰动频率为 100 Hz 时, 得到阻抗系数 $H_{a\beta}$ 虚部 $\Omega C_{a\beta}$ 的值不到实部 $K_{a\beta}$ 的 0.39%, 产生的误差导致 $C_{a\beta}$ 在低扰动频率下先略微降低后增加, 而 $C_{\alpha\alpha}$ 远大于 $C_{a\beta}$ 且 $K_{\alpha\alpha}$ 是 $K_{a\beta}$ 的 3 倍以上, 表明密封环在受角向扰动时, 角向直接项 $K_{\alpha\alpha}$ 、 $C_{\alpha\alpha}$ 起主要作用, 因此可忽略角向交叉项 $K_{a\beta}$ 、 $C_{a\beta}$ 的影响。此外, 当扰动频率为 1 000 Hz 时, C_{zz} 和 $C_{\alpha\alpha}$ 的数值均

接近于 0, 因此在高频扰动下, 气膜难以抑制外界的轴向和角向扰动, 干气密封气膜容易失稳。

从图 11 中还可以发现, 4 种掺氢比条件下各动力学特性系数均呈现相同的变化规律。随着天然气掺氢比由 0 增加至 30%, 在 100~1 000 Hz 扰动频率范围内, K_{zz} 减小了 7.81%~10.01%, $K_{\alpha\alpha}$ 减小了 6.66%~10.03%, 表明掺氢后气膜抵抗外界轴向和角向扰动的能力有所下降。此外, 在不同掺氢比条件下, 干气密封的 C_{zz} 和 $C_{\alpha\alpha}$ 变化幅度均小于 5%, 表明天然气掺氢对干气密封恢复气膜平衡稳定能力的影响较小。在相同的进口压力下, 天然气的平均相对分子质量大于氢气, 掺氢后混合气体的密度和黏度会下降, 且掺氢比越高下降程度越大。密度下降会导致膜压降低, 且黏度下降会减弱混合气体的剪切作用, 使得干气密封变形和扰动对气膜的影响变大, 进而降低了轴向刚度和角向直接刚度。此外, 气膜的能量耗散特性受混合气体密度和黏度的影响较小, 干气密封耗散外界振动和冲击的能力基本不变, 因而轴向阻尼和角向直接阻尼的变化幅度较小。由于角向交叉项远小于角向直接项, 因此天然气掺氢对角向交叉刚度、阻尼的影响并不显著。

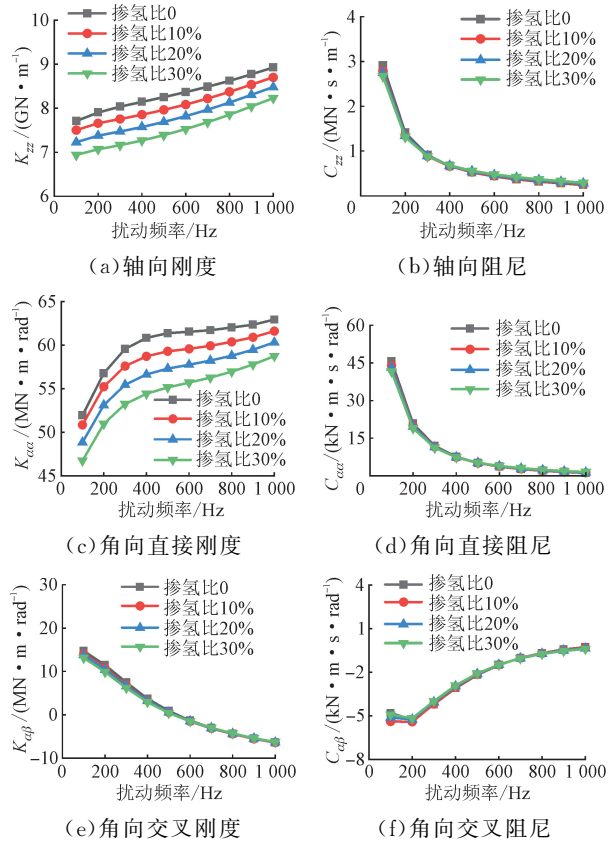


图 11 进口压力为 4 MPa 时 4 种掺氢比下的动力学特性系数
Fig. 11 Dynamic characteristic coefficients of four hydrogen blending ratios at inlet pressure of 4 MPa

图12和图13分别给出了进口压力为8、12 MPa时,4种掺氢比下的动力学特性系数随扰动频率的变化规律。由图可知,随着扰动频率的增大, K_{zz} 和 K_{aa} 均逐渐增大,而 C_{zz} 和 C_{aa} 则呈抛物线趋势逐渐减小,且在高频扰动时接近于0。随着掺氢比由0增加至30%,进口压力为8、12 MPa时气膜的 K_{zz} 分别减小了9.53%~10.91%及11.38%~12.19%, K_{aa} 分别减小了11.36%~13.89%及12.00%~14.05%。从阻尼系数的角度来看,掺氢比对气膜 C_{zz} 和 C_{aa} 的影响程度较小(小于5%),表明虽然天然气掺氢降低了干气密封抵抗外界扰动的能力,但对于气密封气膜趋于稳定的能力影响较小。

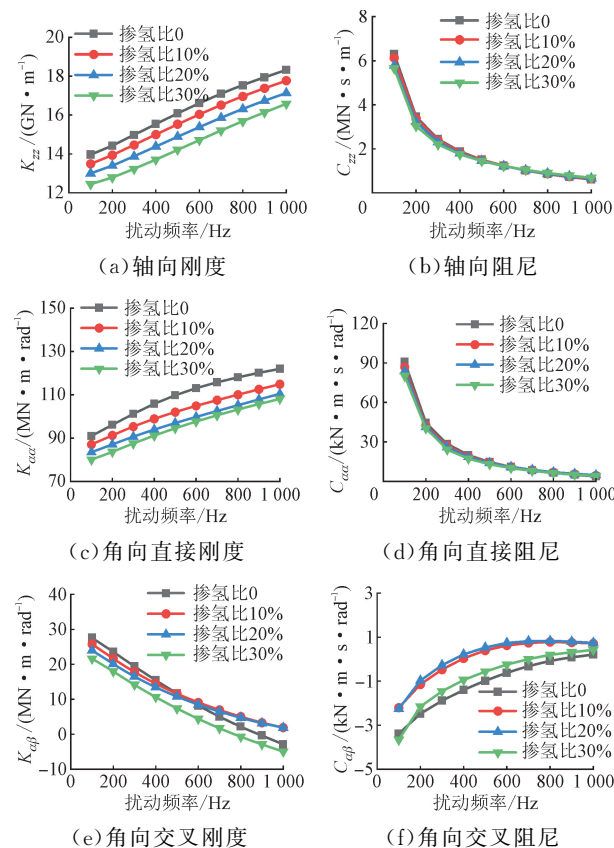


图12 进口压力为8 MPa时4种掺氢比下的动力学特性系数
Fig. 12 Dynamic characteristic coefficients of four hydrogen blending ratios at inlet pressure of 8 MPa

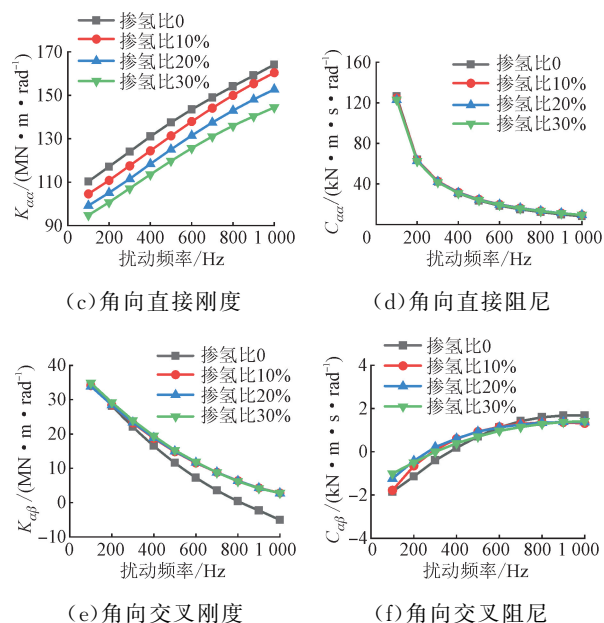
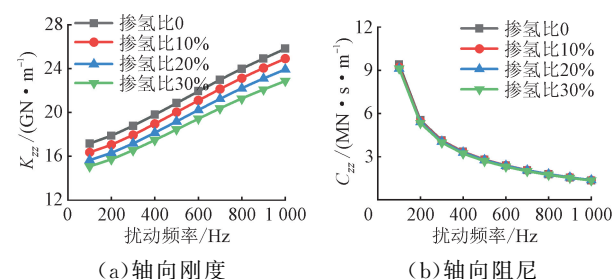


图13 进口压力为12 MPa时4种掺氢比下的动力学特性系数
Fig. 13 Dynamic characteristic coefficients of four hydrogen blending ratios at inlet pressure of 12 MPa

综合图11~13的计算结果可以看出,随着进口压力的增大,4种掺氢比下气膜的 K_{zz} 、 K_{aa} 、 C_{zz} 和 C_{aa} 均逐渐增大,相较于4 MPa进口压力,12 MPa进口压力时的 K_{zz} 增大了2.2~2.9倍, K_{aa} 增大了2.0~2.6倍, C_{zz} 增大了3.2~5.5倍, C_{aa} 增大了2.8~7.7倍。这种现象表明随着进口压力的增加,气膜抵抗和抑制外界对静环扰动的能力相应增强,增加进口压力有利于干气密封形成稳定气膜。此外,3种压力下得到的 $C_{a\beta}$ 均在 $-5.16 \sim 1.41 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$ 内变化,表明在数值误差、较小的角向交叉项系数和较小的变化范围等多重因素的共同作用下,掺氢比对角向交叉项的影响出现波动。然而,由于角向直接项系数显著高于角向交叉项系数,因此可忽略掺氢比对角向交叉项 $K_{a\beta}$ 、 $C_{a\beta}$ 的影响,仅考虑掺氢比对角向直接项 K_{aa} 、 C_{aa} 的影响。与此同时,随着压力的增加,掺氢天然气的密度和黏度均增加,在相同掺氢比下气膜的压力更大,混合气体的剪切作用更强,干气密封变形和扰动对气膜的影响变大,刚度系数相应增加。在高扰动频率下,干气密封的扰动变形对气膜压力的变化更为敏感,因而随着压力的增加,高频下刚度系数的变化幅度更大,刚度系数的变化范围和变化率也相应增大。在相同的进口压力下,天然气掺氢后的密度和黏度下降,气膜压力略微降低,混合气体的剪切作用减弱,高扰动频率下干气密封变形对气膜压力的降低更为敏感,因而天然气掺氢后,在高频下与未掺氢时的刚度系数偏离程度较大,

刚度系数的变化范围 and 变化率略微减小。

4 结 论

本文提出了干气密封动力学特性的三自由度多频扰动非定常 CFD 摄动数值预测方法,计算分析了 10 种扰动频率(100~1 000 Hz)、4 种掺氢比(0、10%、20%、30%)和 3 种进口压力(4、8、12 MPa)对干气密封气膜刚度、阻尼等动力学特性系数的影响规律,得到如下主要结论。

(1)提出了干气密封动力学特性的三自由度多频扰动非定常 CFD 摄动数值预测方法,能够准确预测干气密封受轴向和角向多频率扰动时的动力学特性系数,通过与已有的实验及数值结果进行对比,验证了数值方法的可靠性。

(2)随着扰动频率增大,气膜轴向刚度和角向直接刚度逐渐增大,轴向阻尼和角向直接阻尼呈抛物线趋势逐渐减小,表明高频扰动下干气密封气膜容易失稳。此外,当干气密封受角向扰动时,角向直接项起主要作用,因而可忽略角向交叉项的影响。

(3)随着天然气掺氢比从 0 增加至 30%,气膜轴向刚度减小 7.81%~12.19%,角向直接刚度减小 6.66%~14.05%,轴向阻尼和角向直接阻尼的变化幅度小于 5%。天然气掺氢降低了干气密封气膜抵抗外界轴向和角向扰动的能力(气膜刚度),但对于干气密封恢复气膜平衡稳定能力(气膜阻尼)的影响较小。

(4)随着进口压力从 4 MPa 增加至 12 MPa,气膜的各个动力学特性系数均逐渐增大,气膜抵抗和抑制外界对静环扰动的能力增强,表明压力的增加有利于干气密封形成稳定气膜。

参考文献:

[1] TIMMERBERG S, KALTSCHMITT M. Hydrogen from renewables: supply from North Africa to Central Europe as blend in existing pipelines-potentials and costs [J]. *Applied Energy*, 2019, 237: 795-809.

[2] 司起步,邱硕,毕胜山,等. 碳强度和水资源约束下 2030 年中国西北五省能源供给规划研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2022, 56(5): 31-42.

SI Qibu, QIU Shuo, BI Shengshan, et al. Energy supply planning of the five northwest provinces in 2030 under carbon intensity and water resource constraints [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2022, 56(5): 31-42.

[3] LIU Bo, LIU Shixue, GUO Shusheng, et al. Economic study of a large-scale renewable hydrogen application utilizing surplus renewable energy and natural gas

pipeline transportation in China [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, 45(3): 1385-1398.

[4] YUAN Tao, LI Zhigang, LI Jun, et al. Static and rotordynamic characteristics for supercritical carbon dioxide spiral groove dry gas seal with the tilted seal ring [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2023, 145(1): 011011.

[5] 陈珂,王琨珉,杜文海,等. 天然气管道掺氢输送对离心压缩机气动性能的影响 [J]. *油气储运*, 2023, 42(4): 398-406.

CHEN Ke, WANG Shuokun, DU Wenhai, et al. Influence of hydrogen-blended natural gas via pipeline transportation on aerodynamic performance of centrifugal compressor [J]. *Oil & Gas Storage and Transportation*, 2023, 42(4): 398-406.

[6] 夏永波,宦宣州,李志刚,等. 掺氢天然气干气密封启动特性研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2024, 58(3): 82-94.

XIA Yongbo, HUAN Xuanzhou, LI Zhigang, et al. Study on startup characteristics of dry gas seal with hydrogen-blended natural gas [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2024, 58(3): 82-94.

[7] 宋鹏云,胡晓鹏,许恒杰. 实际气体对 T 槽干气密封动态特性的影响 [J]. *化工学报*, 2014, 65(4): 1344-1352.

SONG Pengyun, HU Xiaopeng, XU Hengjie. Effect of real gas on dynamic performance of T-groove dry gas seal [J]. *CIESC Journal*, 2014, 65(4): 1344-1352.

[8] 许恒杰,宋鹏云,毛文元,等. 考虑氢气实际气体效应和阻塞流效应的螺旋槽干气密封动态特性分析 [J]. *化工学报*, 2017, 68(12): 4675-4684.

XU Hengjie, SONG Pengyun, MAO Wenyuan, et al. Dynamic characteristics of spiral groove dry gas seals with consideration of hydrogen real gas and choked flow effects [J]. *CIESC Journal*, 2017, 68(12): 4675-4684.

[9] 江锦波,滕黎明,孟祥铠,等. 基于多变量摄动的超临界 CO₂ 干气密封动态特性 [J]. *化工学报*, 2021, 72(4): 2190-2202.

JIANG Jinbo, TENG Liming, MENG Xiangkai, et al. Dynamic characteristics of supercritical CO₂ dry gas seal based on multi variables perturbation [J]. *CIESC Journal*, 2021, 72(4): 2190-2202.

[10] MALANOSKI S B, PAN C H T. The static and dynamic characteristics of the spiral-grooved thrust bearing [J]. *Journal of Basic Engineering*, 1965, 87(3): 547-555.

[11] 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.

- [12] FARIA M T C. An efficient finite element procedure for analysis of high-speed spiral groove gas face seals [J]. *Journal of Tribology*, 2001, 123(1): 205-210.
- [13] FARIA M T C. Finite element analysis of the misalignment effects on the dynamic force coefficients of spiral groove gas face seals [J]. *JSME International Journal: Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, 2004, 47(1): 289-296.
- [14] RUAN Bo. A semi-analytical solution to the dynamic tracking of non-contacting gas face seals [J]. *Journal of Tribology*, 2002, 124(1): 196-202.
- [15] 许恒杰, 宋鹏云. 三自由度微扰下的静压干气密封动态特性分析 [J]. *排灌机械工程学报*, 2017, 35(1): 56-64.
- XU Hengjie, SONG Pengyun. Analysis on dynamic characteristics of aerostatic dry gas seals with three degrees of freedom perturbation [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2017, 35(1): 56-64.
- [16] XU Hengjie, YUE Yinggang, SONG Pengyun, et al. Analysis on the dynamic characteristics of spiral groove dry gas seal based on the gas film adaptive adjustment model [J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2023, 75(4): 406-414.
- [17] 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.
- 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.
- [18] CHEN Yuan, SHANG Hao, LI Xiaolu, et al. The influence of 3-DOF film thickness disturbance on transient performance of typical spiral groove dry gas seals [J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2022, 74(1): 45-55.
- [19] MILLER B A, GREEN I. Numerical techniques for computing rotordynamic properties of mechanical gas face seals [J]. *Journal of Tribology*, 2002, 124(4): 755-761.
- [20] 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.
- 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 (Science and Technology)*, 2014, 54(2): 223-228.
- [21] MILLER B A, GREEN I. Numerical formulation for the dynamic analysis of spiral-grooved gas face seals [J]. *Journal of Tribology*, 2001, 123(2): 395-403.
- [22] 沈登海, 刘小明, 王泽平, 等. 管道天然气离心压缩机干气密封国产化研制 [J]. *石油化工设备技术*, 2020, 41(2): 39-46.
- SHEN Denghai, LIU Xiaoming, WANG Zeping, et al. Domestic development of dry gas seal for pipeline natural gas centrifugal compressor [J]. *Petrochemical Equipment Technology*, 2020, 41(2): 39-46.
- [23] 王鹏, 杨放, 孙东亮, 等. 基于预估校正思想的离心压缩机性能换算 [J]. *科学通报*, 2018, 63(5): 571-578.
- WANG Peng, YANG Fang, SUN Dongliang, et al. Performance conversion of centrifugal compressors based on predictor corrector method [J]. *Chinese Science Bulletin*, 2018, 63(5): 571-578.
- [24] 李志刚, 李军, 丰镇平. 袋型阻尼密封转子动力特性的多频单向涡动预测模型 [J]. *西安交通大学学报*, 2012, 46(5): 13-18.
- LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Multiple frequencies one-dimensional prediction model of rotordynamic characteristics for pocket damper seals [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2012, 46(5): 13-18.
- [25] 陈源. 高速螺旋槽干气密封动态性能理论与实验研究 [D]. 杭州: 浙江工业大学, 2018.
- [26] LIU Yuchuan, SHEN Xinmin, XU Wanfu. Numerical analysis of dynamic coefficients for gas film face seals [J]. *Journal of Tribology*, 2002, 124(4): 743-754.
- [27] 张树强, 蔡纪宁, 李双喜, 等. 周向波度气体密封的动态特性 [J]. *润滑与密封*, 2011, 36(12): 55-59.
- ZHANG Shuqiang, CAI Jining, LI Shuangxi, et al. Dynamic characteristics of circumferential waviness gas seal [J]. *Lubrication Engineering*, 2011, 36(12): 55-59.
- [28] LI Zhigang, LI Jun, YAN Xin. Multiple frequencies elliptical whirling orbit model and transient RANS solution approach to rotordynamic coefficients of annular gas seals prediction [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2013, 135(3): 031005.
- [29] BRUNETIÈRE N, TOURNERIE B, FRÈNE J. Influence of fluid flow regime on performances of non-contacting liquid face seals [J]. *Journal of Tribology*, 2002, 124(3): 515-523.
- [30] YU Yunluo, PU Guang, JIANG Tianchu, et al. Optimization of herringbone grooved thrust air bearings for maximum load capacity [J]. *Journal of Tribology*, 2021, 143(12): 121805.

(编辑 李慧敏)