

超临界二氧化碳扇贝阻尼密封动力稳定性研究

杨莉¹, 张万福^{1,2}, 顾承璟¹, 李春^{1,2}

(1. 上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室, 上海 200093)

摘要: 为研究超临界二氧化碳(Supercritical Carbon Dioxide, SCO_2) 扇贝阻尼密封在不同工况下动力稳定性, 建立 SCO_2 扇贝阻尼密封数值计算模型, 分析进口压力、温度及转速对 SCO_2 扇贝阻尼密封动力特性及泄漏特性的影响。结果表明: 直接复合刚度随涡动频率增加由正变负; 交叉复合刚度随进口温度、压力增加而减小, 随转速增加而增大; SCO_2 扇贝阻尼密封的有效阻尼随进口温度、转速增加而减小, 随进口压力增加而增大, 进口压力为 8.1 MPa 时有效阻尼约为 7.7 MPa 时的 1.7~2.9 倍; 扇贝阻尼密封直接复合刚度、有效阻尼整体上大于迷宫密封, 稳定性高于迷宫密封, 但泄漏量略高于迷宫密封。

关键词: 超临界二氧化碳; 扇贝阻尼密封; 动力特性; 计算流体力学

中图分类号: TK263 文献标识码: B DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.11.012

[引用本文格式] 杨莉, 张万福, 顾承璟, 等. 超临界二氧化碳扇贝阻尼密封动力稳定性研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(11): 87-96. YANG Li, ZHANG Wan-fu, GU Cheng-jing, et al. Study on dynamic stability of scallop damper seals working with supercritical carbon dioxide[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(11): 87-96.

Study on Dynamic Stability of Scallop Damper Seals Working with Supercritical Carbon Dioxide

YANG Li¹, ZHANG Wan-fu^{1,2}, GU Cheng-jing¹, LI Chun^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China Post Code: 200093;
2. Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power Engineering, Shanghai, China, Post Code: 200093)

Abstract: To explore the dynamic stability of supercritical carbon dioxide (SCO_2) scallop damper seal under different operating conditions, a numerical calculation model of the scallop damper seal working with the SCO_2 was established. The effects of various parameters such as inlet pressure, inlet temperature and rotational speeds on the rotordynamic characteristics and leakage performance of the scallop damper seal working with the SCO_2 were analyzed. Results indicate that the direct complex stiffness changes from positive to negative with the increase of whirling frequency; the cross-coupled complex stiffness reduces with the increase of inlet temperature and pressure, while it rises with the increase of rotational speed; the effective damping of the scallop damper seal working with the SCO_2 diminishes with the increase of inlet temperature and rotational speed, while it increases with the increase of inlet pressure. When the inlet pressure is 8.1 MPa, the effective damping is about 1.7 to 2.9 times of that under 7.7 MPa. The direct complex stiffness and effective damping of the scallop damper seal are significantly greater than those of the labyrinth seal. The scallop damper seal possesses better stability. Besides, the leakage flowrate of the scallop damper seal is slightly higher than that of the labyrinth seal.

Key words: supercritical carbon dioxide, scallop damper seal, dynamic characteristics, computational flu-

收稿日期: 2021-12-05; 修订日期: 2022-03-12

基金项目: 国家自然科学基金项目(51875361); 上海市自然科学基金(20ZR1439200)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China(51875361); Natural Science Foundation of Shanghai(20ZR1439200)

作者简介: 杨莉(1995-), 女, 山东济宁人, 上海理工大学硕士研究生。

通讯作者: 张万福(1986-), 男, 河南固始人, 上海理工大学副教授。

id dynamics

引 言

近年,超临界二氧化碳(Supercritical carbon dioxide, SCO_2)布雷顿循环以优越的性能受到广泛关注,并成为热能动力利用领域的前沿研究热点^[1]。二氧化碳在临界点(7.38 MPa, 304.1 K)处物性较为稳定、压缩系数较高,有较高的传热效率^[2],同时具有近似液体的密度和传热性,以及近似气体的流动性,是较为理想的循环工质^[3]。 SCO_2 在余热利用^[4]、第四代核反应堆^[5]和太阳能光热发电^[6]等领域有着广阔的应用前景。

密封为透平机械控制工质泄漏的关键部件,对机械的工作效率和安全运行都具有重要影响。Bennett 等人^[7]对 SCO_2 透平机械密封进行理论分析和实验测试,设计了一种环形密封件,并研究了密封件泄漏性能和功率损失。Odabaee 等人^[8]对向心涡轮机性能进行研究,分别使用 SCO_2 真实气体方程及 NIST REEPROP 生成的 RGP 文件进行测试,指出用 RGP 文件的测试结果误差较小、准确性较高。Yuan 等人^[9,10]通过实验对迷宫密封 SCO_2 的泄漏量和压降进行测量,指出存在最佳密封齿数和腔高,使迷宫密封泄漏量降到最低。Bidkar 等人^[11]对 SCO_2 透平机械的轴端损失进行研究,指出采用传统梳齿密封循环效率约降低 0.55% ~ 0.65%,理论与实验数据相吻合。Tian 等人^[12]通过实验研究了 SCO_2 在滚动活塞式膨胀机中的泄漏特性,并对 4 种泄漏模型进行比较。尹露等人^[13]研究 SCO_2 迷宫密封在不同结构参数下动力特性,指出以 SCO_2 为工质的密封具有较大的有效阻尼。

密封气流激振是引起转子系统失稳的重要因素,采用阻尼密封结构是缓解传统梳齿密封引起系统失稳问题的主要手段之一^[14]。阻尼密封最早被 Von Pragenau 提出^[15]之后,又相继提出并研究了孔型^[16]及蜂窝^[17]等阻尼密封型式。Vance^[18]提出一种新型袋型密封,其直接阻尼较大,可显著增强转子系统稳定性,但袋型阻尼密封易出现静态不稳定等问题,且密封结构复杂、加工难度较大。Takahashi 等人^[19-20]提出一种扇贝型阻尼密封,研究表明,该

密封具有较高的阻尼,且加工简单。然而,国内外关于扇贝阻尼密封研究数据相对较少,特别是对超临界二氧化碳扇贝阻尼密封泄漏特性及动力特性研究还未见报道。

本文建立扇贝阻尼密封三维数值分析模型,应用多频椭圆涡动模型和计算流体力学方法预测以 SCO_2 为工质的扇贝阻尼密封泄漏及动力学性能,并研究进口压力、温度及转速对其动力及泄漏特性的影响规律。

1 计算模型和数值方法

1.1 几何模型

为研究进口压力、温度及转速对扇贝阻尼密封动力及泄漏特性的影响,基于密封流体激振实验平台,设计了扇贝阻尼密封^[21],并与传统迷宫密封^[22]对比分析。图 1 为扇贝阻尼密封几何模型示意图。

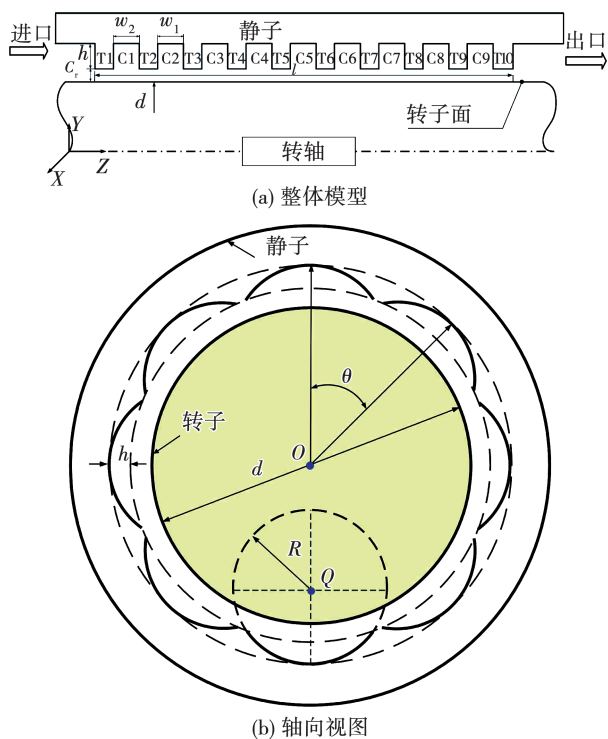


图 1 扇贝阻尼密封几何模型

Fig. 1 Geometry model of the scallop damper seal

扇贝阻尼密封与迷宫密封沿轴向均有 10 个密封齿(T1 ~ T10)、9 个密封腔(C1 ~ C9),密封长度均为 35.7 mm。扇贝阻尼密封每个腔室沿周向均匀分布 8 个扇贝型小腔室,每个扇贝型小腔室是由 $R =$

13.0 mm 的铣刀工具直接加工而成 (Q 为圆心, $OQ=20.5$ mm), 节省了加工时间与成本。表 1 为两种密封的结构参数及几何尺寸。

表 1 密封尺寸

Tab. 1 Seal dimensions

几何参数	扇贝阻尼密封	迷宫密封
密封长度 l/mm	35.7	35.7
转子直径 d/mm	60	60
间隙 C_t/mm	0.2	0.2
齿宽 w_1/mm	1.77	0.25
腔宽 w_2/mm	2.0	2.3
腔深 h/mm	3.3	3.3
齿数 N_1	10	10
周向腔数 N_2	8	—

1.2 数值模型

建立扇贝阻尼密封三维数值分析模型,使用结构化网格对模型进行划分,并对密封齿顶间隙等进行网格加密。计算网格数目为 220 万和 485 万时密封气流力和泄漏量,其误差不超过 1.5%。考虑到计算精度与资源,最终确定网格数量为 220 万。扇贝阻尼密封齿尖间隙设置 10 个网格节点,挡板轴向设置 8 个节点,周向设置 6 个节点,其余腔室部分设置 16 个节点,图 2 为扇贝阻尼密封网格分布。

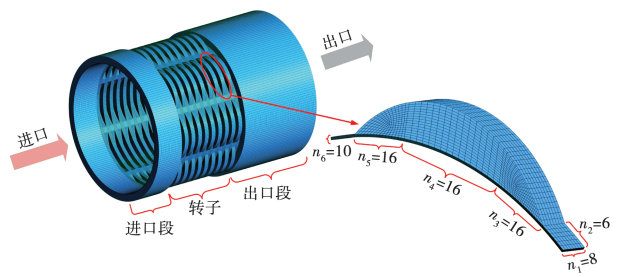


图 2 扇贝阻尼密封网格分布

Fig. 2 Mesh distribution of the scallop damper seal

应用湍流强度为 5% 的标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型,进口温度、压力区间均在临界温度、压力以上,出口压力恒定不变。在瞬态计算情况下,当转子受力曲线光滑,呈现出一定周期变化,且方程残差降到 10^{-5} 以下时,认为计算精度满足要求。使用 SCO_2 Span-Wagner (SW) 模型,由 NIST REFPROP 生成 SCO_2 .rgp (real gas properties) 真实气体物性文件,并供 CFD 软件调用。表 2 为计算工况参数。

表 2 工况参数

Tab. 2 Working condition parameters

工况	设置
工质	SCO_2
湍流模型	标准 $k-\varepsilon$
壁面属性	绝热、光滑
温度 T/K	318.15, 358.15, 398.15
时间步长/s	0.000 1
涡动频率 f/Hz	20, 40, $\dots$, 260
进口压力 p_{in}/MPa	7.7, 7.9, 8.1
出口压力 $p_{\text{out}}/\text{MPa}$	7.5
转子转速 $\omega/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	10 000, 15 000, 20 000
涡动轨迹	椭圆

1.3 密封动力特性系数识别方法

应用多频椭圆涡动模型^[23]和计算流体力学方法预测以 SCO_2 为工质的扇贝阻尼密封动力特性与泄漏特性,分析进口压力、进口温度及转速等因素对动力及泄漏特性的影响。图 3 为转子椭圆涡动模型示意图。

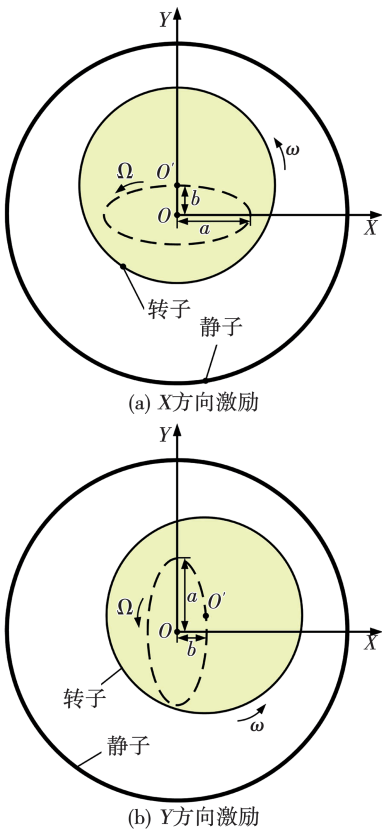


图 3 转子椭圆涡动模型

Fig. 3 Elliptical whirling orbits of the rotor

转子以多频椭圆涡动时, X, Y 两个方向的激励位移为:

X 方向激励:

$$\begin{cases} X = a \sum_{i=1}^m \cos(\Omega_i t) \\ Y = b \sum_{i=1}^m \sin(\Omega_i t) \end{cases} \quad (1)$$

Y 方向激励:

$$\begin{cases} X = b \sum_{i=1}^m \cos(\Omega_i t) \\ Y = a \sum_{i=1}^m \sin(\Omega_i t) \end{cases} \quad (2)$$

式中: a, b —椭圆涡动轨迹的长、短半轴, mm; Ω —涡动角速度, rad/s。

转子绕密封中心做小轨迹涡动时, 转子所受气流激振力 F_X, F_Y 可用动力特性系数及涡动位移、速度、加速度线性化表示为:

$$\begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} \\ C_{YX} & C_{YY} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{XX} & M_{XY} \\ M_{YX} & M_{YY} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中: X, Y —涡动位移, mm; $\dot{X}, \dot{Y}$ —涡动速度, m/s; $\ddot{X}, \ddot{Y}$ —涡动加速度, m/s²; K_{pq} —密封刚度系数, kN/m; C_{pq} —密封阻尼系数, N · s/m; M_{pq} —质量惯性系数。其中, pq 表示 XX, YY, XY, YX 。

式(3)可转化为:

$$\begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{XX}(\Omega) & K_{XY}(\Omega) \\ K_{YX}(\Omega) & K_{YY}(\Omega) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{XX}(\Omega) & C_{XY}(\Omega) \\ C_{YX}(\Omega) & C_{YY}(\Omega) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{XX}(\Omega) & M_{XY}(\Omega) \\ M_{YX}(\Omega) & M_{YY}(\Omega) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{bmatrix} \quad (4)$$

在时域内, 转子的 $X, Y, \dot{X}, \dot{Y}, \ddot{X}, \ddot{Y}, F_X, F_Y$ 为与频率一致的多频信号。将式(4)进行快速傅里叶变换, 得 F_X, F_Y 在频域内的表达式为:

$$\begin{bmatrix} F_X(\Omega) \\ F_Y(\Omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{XX}(\Omega) & H_{XY}(\Omega) \\ H_{YX}(\Omega) & H_{YY}(\Omega) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} D_X(\Omega) \\ D_Y(\Omega) \end{bmatrix} \quad (5)$$

式(5)定义了密封阻抗系数 H_{pq} , 可得:

X 方向的直接、交叉阻抗系数:

$$\begin{cases} H_{XX} = K_{XX} - \Omega^2 M_{XX} + j(\Omega C_{XX}) \\ H_{XY} = K_{XY} - \Omega^2 M_{XY} + j(\Omega C_{XY}) \end{cases} \quad (6)$$

Y 方向的直接、交叉阻抗系数:

$$\begin{cases} H_{YY} = K_{YY} - \Omega^2 M_{YY} + j(\Omega C_{YY}) \\ H_{YX} = K_{YX} - \Omega^2 M_{YX} + j(\Omega C_{YX}) \end{cases} \quad (7)$$

式中: D_X, D_Y —转子涡动位移的频域信号。未知量 ($K_{pq} - \Omega^2 M_{pq}$)—实部; ΩC_{pq} —虚部, 其中 $j = \sqrt{-1}$, 刚度系数取决于实部, 阻尼系数取决于虚部, 通过 FFT 变换及将式(6)~(7)代入式(5)得:

X 方向上的直接、交叉阻抗系数为:

$$\begin{cases} H_{XX} = \frac{(-F_{XX}) \cdot D_{YY} - (-F_{YX}) \cdot D_{XY}}{D_{XX} \cdot D_{YY} - D_{YX} \cdot D_{XY}} \\ H_{XY} = \frac{(-F_{XX}) \cdot D_{YX} - (-F_{YX}) \cdot D_{XX}}{D_{XY} \cdot D_{YX} - D_{YY} \cdot D_{XX}} \end{cases} \quad (8)$$

Y 方向上的直接、交叉阻抗系数为:

$$\begin{cases} H_{YY} = \frac{(-F_{YY}) \cdot D_{XX} - (-F_{XY}) \cdot D_{YX}}{D_{YY} \cdot D_{XX} - D_{YX} \cdot D_{XY}} \\ H_{YX} = \frac{(-F_{YY}) \cdot D_{XY} - (-F_{XY}) \cdot D_{YY}}{D_{XY} \cdot D_{YX} - D_{YY} \cdot D_{XX}} \end{cases} \quad (9)$$

分别以 (K_{ij}, M_{ij}) 和 C_{ij} 来定义实部 $\text{Re}(H_{ij})$ 和虚部 $\text{Im}(H_{ij})$ 得出:

$$\begin{cases} \text{Re}(H_{ij}) = K_{ij} - \Omega^2 M_{ij} \\ \text{Im}(H_{ij}) = \Omega C_{ij} \end{cases} \quad (10)$$

对直接复合刚度 K 、交叉复合刚度 k 、平均直接阻尼 C 取平均值, 有效阻尼 C_{eff} 是考虑交叉刚度与直接阻尼后评价系统稳定性的重要参数, 分别定义^[24]为:

$$\begin{cases} K = [(K_{XX} - \Omega^2 M_{XX}) + (K_{YY} - \Omega^2 M_{YY})]/2 \\ k = K_{XY} - \Omega^2 M_{XY} \\ C = (C_{XX} + C_{YY})/2 \\ C_{\text{eff}} = C - \frac{k}{\Omega} \end{cases} \quad (11)$$

1.4 数值方法验证

为验证数值计算方法的可靠性, 计算了迷宫与袋型密封, 并与文献[9]进行对比。图4为 CFD 计算结果与实验数据对比。可以看出, 数值计算结果与实验测试基本吻合, 考虑到实验中存在的密封安装、测试仪器精度及数据处理问题, 且受数值模拟湍流模型、理想气体假设及网格密度等因素的影响, 数值模型对扇贝阻尼密封的动力特性系数有较好的预

测效果,验证了数值计算方法的准确性。

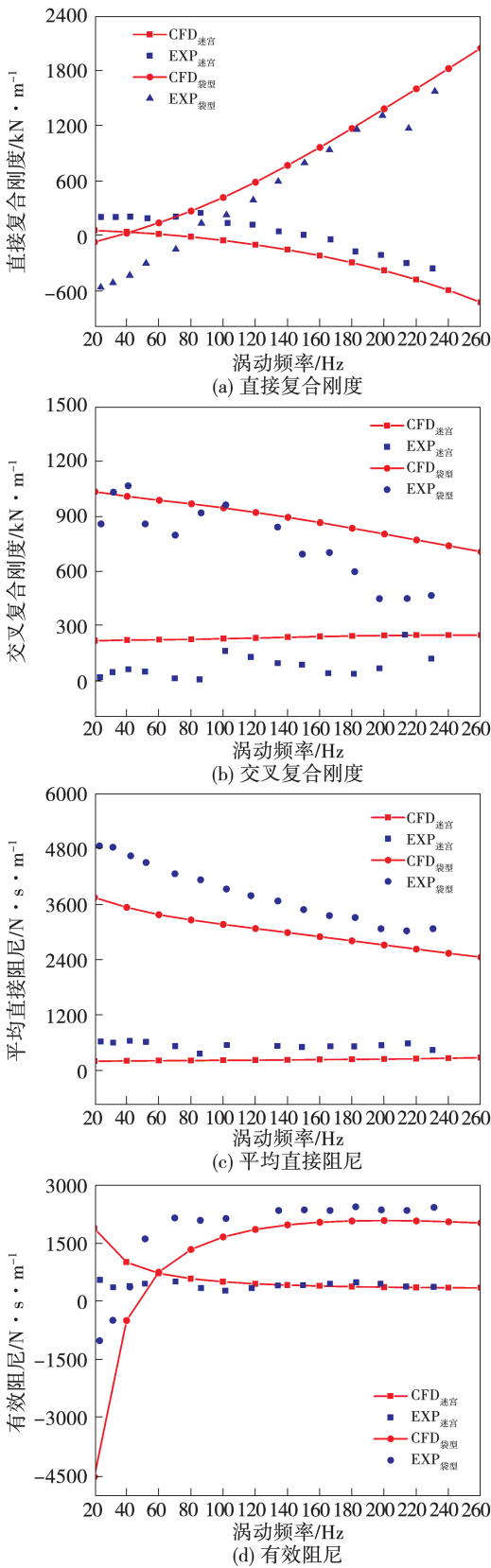


图 4 数值计算结果与实验值对比

Fig. 4 Comparison of experiments and current CFD results

2 计算结果与分析

2.1 扇贝阻尼密封速度场和压力场分析

气流周向流动是促使转子系统失稳的重要原因,因此首先分析了 $T = 318.15\text{ K}$ 、 $\omega = 15\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{in}} = 8.1\text{ MPa}$ 时密封速度与压力分布情况(取 C1 腔 $X - Y$ 截面)。

图 5 为扇贝阻尼密封与迷宫密封在 C1 密封腔 $X - Y$ 截面位置 X 方向激励时的速度分布。气流在迷宫密封内沿周向贯穿流动,而扇贝阻尼密封腔室周向由 8 个均匀独立的小腔室组成。在 $Y - Z$ 平面,气流在小腔室内形成旋涡,且出现局部与转子转动方向相反的速度场,从而在转子表面产生很大的阻尼力,增强了系统稳定性。

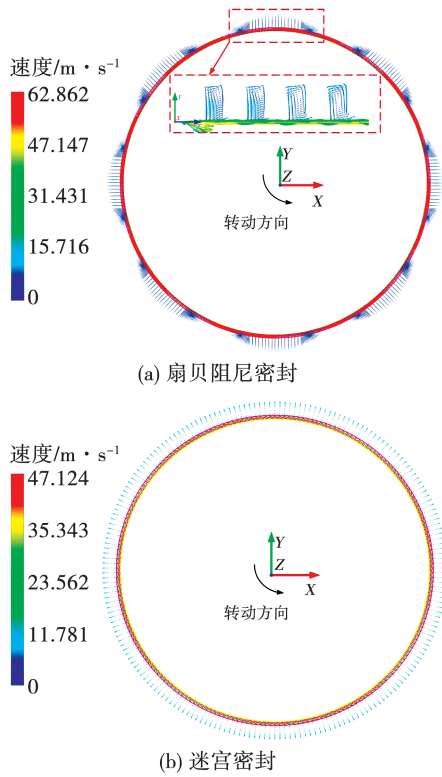


图 5 两种密封速度场

Fig. 5 Velocity vectors for two kinds of seals

图 6 为扇贝阻尼密封与迷宫密封 C1 密封腔在 $X - Y$ 截面位置 X 方向激励时的压力分布。由于转子沿椭圆轨迹持续涡动,在 $t = 0.1\text{ s}$ 时,转子正好涡动到靠近 X 轴正方向的一侧,此时 X 轴正方向一侧为密封小间隙,而靠近 X 轴负方向一侧为密封大间隙。因此,腔室在靠近 X 轴正方向一侧出现高压

区。扇贝阻尼密封沿周向腔室被挡板分隔成的小腔室内,呈现复杂的旋涡,内部流场复杂,形成了腔室内压力不均匀的情况。 $Y-Z$ 平面压力分布表明,扇贝阻尼密封压力呈阶梯式降低。

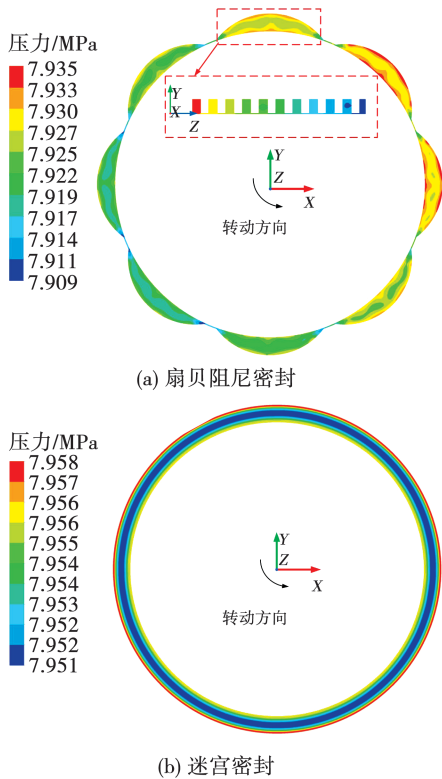


图 6 两种密封压力场

Fig.6 Pressure contours for two kinds of seals

2.2 进口温度对密封动力特性的影响

为研究不同进口温度对扇贝阻尼密封动力特性的影响,保持进、出口压力及转速不变,计算不同进口温度($T=318.15, 358.15$ 及 398.15 K)时扇贝阻尼密封动力特性系数。

图 7 为扇贝阻尼密封、迷宫密封在不同进口温度下直接复合刚度 K 的变化。高涡动频率下($80 \sim 260\text{ Hz}$),随进口温度增加,扇贝阻尼密封的直接复合刚度增加。随涡动频率增大,直接复合刚度由正变负,扇贝阻尼密封的直接复合刚度高于迷宫密封,静态稳定性要优于迷宫密封。

图 8 为 3 种进口温度下两种密封的交叉复合刚度 k 的变化。扇贝阻尼密封交叉复合刚度为正值,随温度增加而降低, SCO_2 越接近临界温度,交叉复合刚度越高;迷宫密封的交叉复合刚度均为负值,且进口温度增加,交叉复合刚度随之增加。转子涡动

时,迷宫密封产生与转子涡动方向相反的激振力,抑制转子的涡动幅值,有效阻尼增大。由于扇贝阻尼密封腔室内压力分布不均匀,使交叉复合刚度增大。

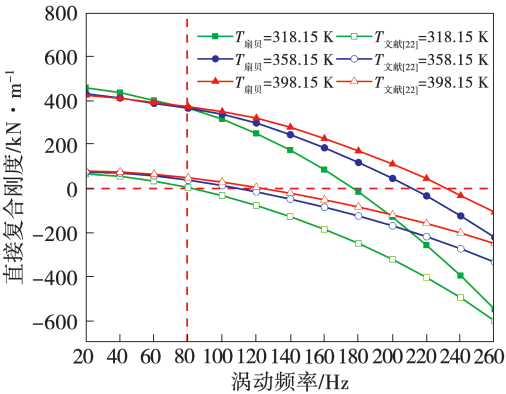


图 7 直接复合刚度 K 随涡动频率变化

Fig.7 Direct complex stiffness vs. whirl frequency

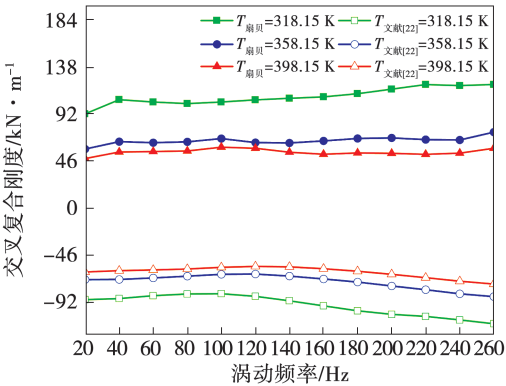


图 8 交叉复合刚度 k 随涡动频率变化

Fig.8 Cross-coupled complex stiffness vs. whirl frequency

图 9 为不同温度下扇贝阻尼密封、迷宫密封平均直接阻尼 C 的变化。扇贝阻尼密封的进口温度越高平均直接阻尼越低,与迷宫密封一致。扇贝阻尼密封平均直接阻尼要高于迷宫密封 12 ~ 16 倍,主要原因是工质在迷宫密封腔室内沿周向贯穿流动,而在扇贝阻尼密封中周向运动被抑制,并在扇贝型小腔室内得到压缩与膨胀,进而产生了较大的平均直接阻尼。

图 10 为不同进口温度下迷宫密封与扇贝阻尼密封有效阻尼 C_{eff} 的变化。进口温度越接近临界温度, SCO_2 流体密度越大,流体粘性摩擦引起的能量耗散越大。扇贝阻尼密封、迷宫密封的有效阻尼随进口温度的增大而减小,且有效阻尼皆为正值。低

涡动频率下($f < 40$ Hz),扇贝阻尼密封和迷宫密封有效阻尼相差较小,且有效阻尼随涡动频率呈近线性增加;高涡动频率下(80 ~ 260 Hz),有效阻尼逐渐趋于平稳。频率在(100 ~ 260 Hz)之间,温度为 358.15 K 下扇贝阻尼密封的有效阻尼约为同温度下迷宫密封的 6 ~ 8 倍,说明扇贝阻尼密封稳定性要显著高于迷宫密封。

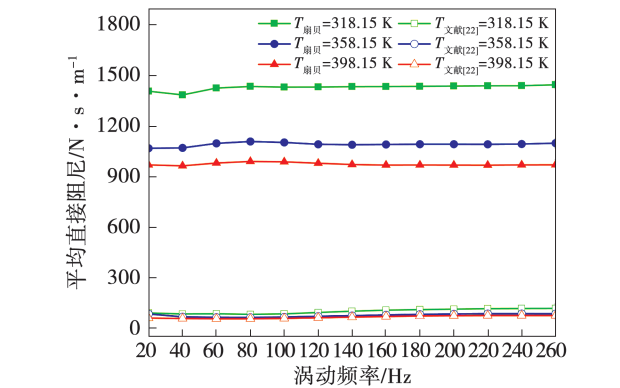


图 9 平均直接阻尼 C 随涡动频率变化

Fig. 9 Average direct damping vs. whirlling frequency

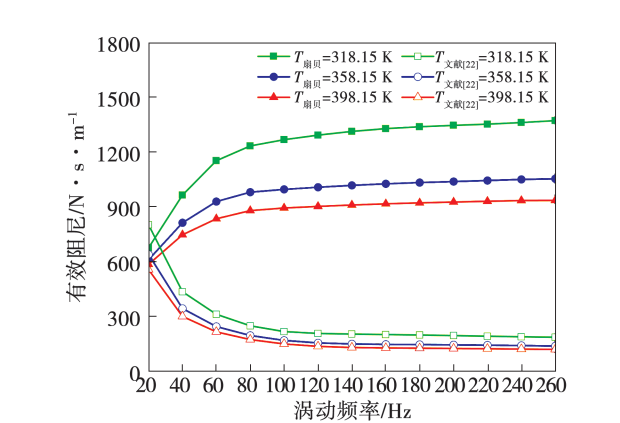


图 10 有效阻尼 C_{eff} 随涡动频率变化

Fig. 10 Effective damping vs. whirlling frequency

2.3 进口压力对密封动力特性的影响

为研究扇贝阻尼密封不同进口压力对动力特性的影响,保持进口温度、出口压力及转速不变,计算不同进口压力($p_{\text{in}} = 7.7, 7.9$ 及 8.1 MPa)下的密封动力特性系数。

图 11 为扇贝阻尼密封与迷宫密封的直接复合刚度 K 随进口压力的变化。扇贝阻尼密封与迷宫密封进口压力越大,直接复合刚度越大;涡动频率越大,直接复合刚度越小。迷宫密封直接复合刚度在

80 Hz 之后变为负值,扇贝阻尼密封在 180 Hz 之后变为负值,说明扇贝阻尼密封的直接复合刚度要高于迷宫密封的直接复合刚度。

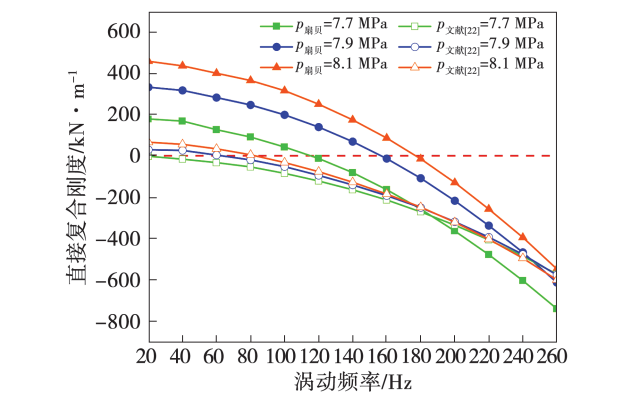


图 11 直接复合刚度 K 随涡动频率变化

Fig. 11 Direct complex stiffness vs. whirlling frequency

图 12 为扇贝阻尼密封与迷宫密封交叉复合刚度 k 的变化。扇贝阻尼密封交叉复合刚度随进口压力增加而降低,且均为正值;迷宫密封交叉复合刚度均为负值。扇贝阻尼密封与迷宫密封交叉复合刚度随涡动频率变化幅值较小。

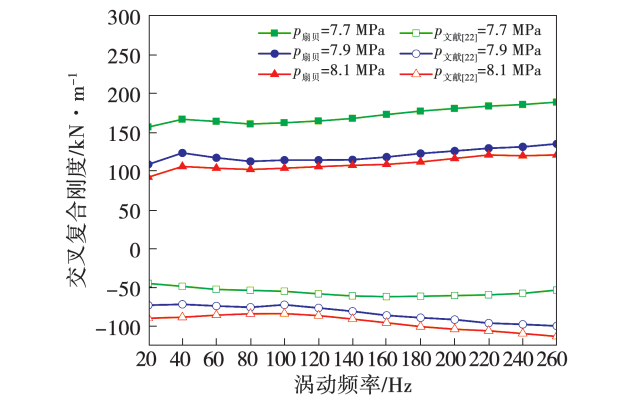


图 12 交叉复合刚度 k 随涡动频率变化

Fig. 12 Cross-coupled complex stiffness vs. whirlling frequency

图 13 为扇贝阻尼密封与迷宫密封平均直接阻尼 C 随涡动频率的变化。扇贝阻尼密封进口压力越高,平均直接阻尼越大,平均直接阻尼随涡动频率变化较小,且均为正值。进口压力为 8.1 MPa 时,扇贝阻尼密封的平均直接阻尼约为迷宫密封 14 倍,相较于迷宫密封扇贝阻尼密封稳定性较好。

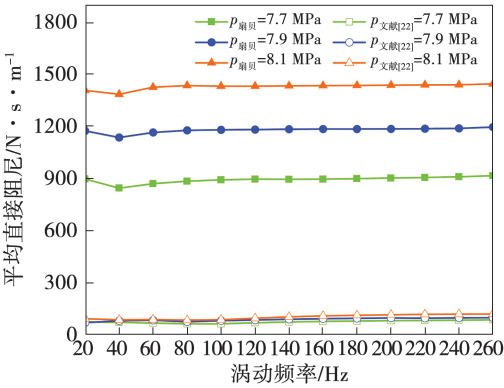


图 13 平均直接阻尼 C 随涡动频率变化
Fig. 13 Average direct damping vs. whirl frequency

图 14 为两种密封在不同进口压力下有效阻尼 C_{eff} 随频率的变化。在低涡动频率下 ($f < 40$ Hz), 扇贝阻尼密封的有效阻尼较低, 进口压力 7.7 MPa 时接近临界点, SCO_2 流体压力变化剧烈, 引起转子稳定性降低; 在高涡动频率下 ($f > 100$ Hz) 扇贝阻尼密封进口压力为 8.1 MPa 时的有效阻尼约为同工况下迷宫密封有效阻尼的 6 倍。随涡动频率增加, 扇贝阻尼密封与迷宫密封的有效阻尼幅值变化较为稳定, 扇贝阻尼密封的稳定性要优于迷宫密封。

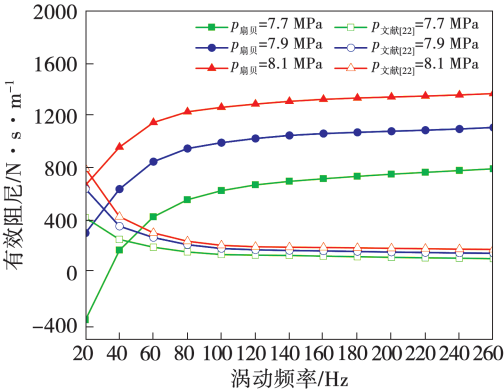


图 14 有效阻尼 C_{eff} 随涡动频率变化
Fig. 14 Effective damping vs. whirl frequency

2.4 转速对密封动力特性的影响

为研究转子转速对扇贝阻尼密封动力特性的影响, 保持进、出口压力及温度不变的情况下, 计算 3 种不同转速 ($\omega = 10\,000, 15\,000$ 及 $20\,000$ r/min) 下扇贝阻尼密封动力特性系数。

图 15 为不同转速下扇贝阻尼密封、迷宫密封直接复合刚度 K 的变化。扇贝阻尼密封直接复合刚度随转速增加而增大, 迷宫密封相反。转速为

20 000 r/min 时扇贝阻尼密封直接复合刚度约为 10 000 r/min 时的 125% ~ 148%。迷宫密封直接复合刚度在 80 Hz 左右由正变负, 扇贝阻尼密封直接复合刚度在 180 Hz 左右由正变负, 扇贝阻尼密封的直接复合刚度整体上高于迷宫密封。

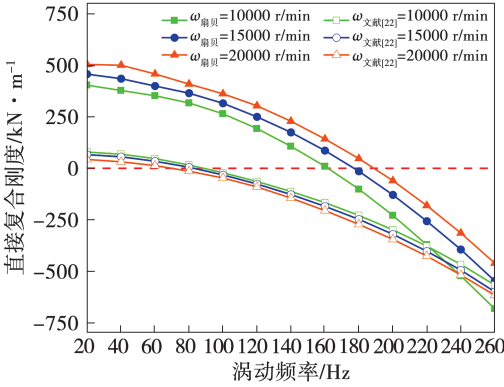


图 15 直接复合刚度 K 随涡动频率变化
Fig. 15 Direct complex stiffness vs. whirl frequency

图 16 为不同转速下两种密封交叉复合刚度 k 的变化。扇贝阻尼密封交叉复合刚度随转速增加而增大, 迷宫密封交叉复合刚度随转速增加而降低。扇贝阻尼密封为 15 000 r/min 时交叉复合刚度约为同工况下迷宫密封的 2 倍。

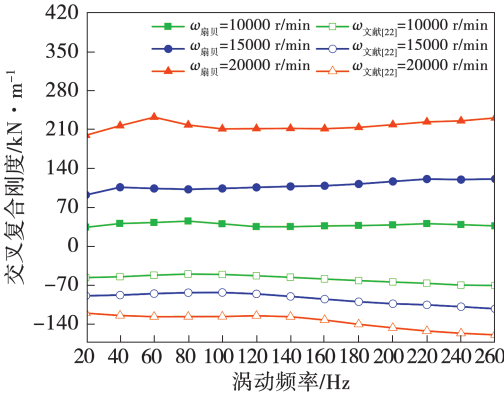


图 16 交叉复合刚度 k 随涡动频率变化
Fig. 16 Cross-coupled complex stiffness vs. whirl frequency

图 17 为扇贝阻尼密封与迷宫密封平均直接阻尼 C 的变化。随转速增加, 两种密封平均直接阻尼增大, 随涡动频率增加平均直接阻尼变化较小。扇贝阻尼密封为 15 000 r/min 时平均直接阻尼为迷宫密封同转速下的 14 倍, 同工况下扇贝阻尼密封转子系统稳定性更好。

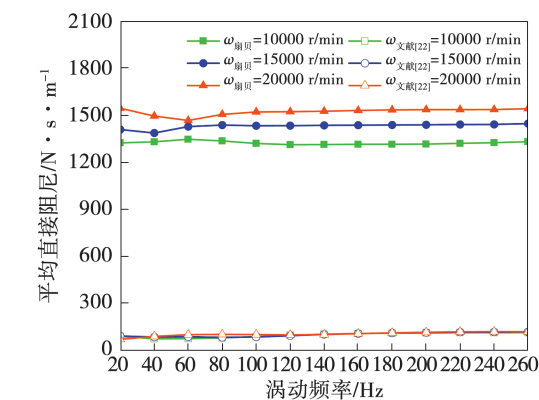


图 17 直接阻尼 C 随涡动频率变化

Fig. 17 Direct damping vs. whirling frequency

图 18 为不同转速下扇贝阻尼密封与迷宫密封有效阻尼 C_{eff} 随涡动频率的变化。扇贝阻尼密封在低涡动频率下 ($f < 80 \text{ Hz}$), 有效阻尼随转速的增加而降低, 在高涡动频率下 ($f < 160 \text{ Hz}$), 有效频率随转速增加而增大。迷宫密封有效阻尼随转速增加而增加, 在 $60 \sim 260 \text{ Hz}$, 扇贝阻尼密封有效阻尼约为迷宫密封有效阻尼 5 倍, 扇贝阻尼密封系统稳定性要高于迷宫密封系统。

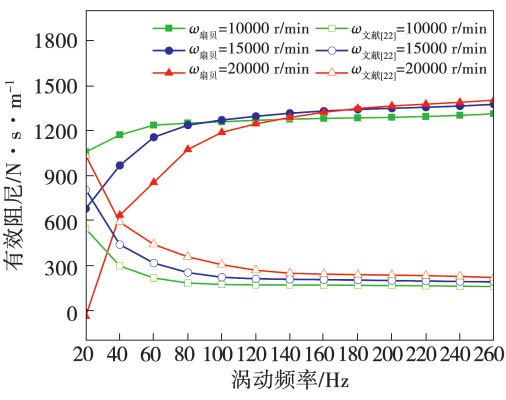


图 18 有效阻尼 C_{eff} 随涡动频率变化

Fig. 18 Effective damping vs. whirling frequency

2.5 泄漏特性分析

表 3 为不同进口压力、温度及转速下密封泄漏量及变化趋势。随转速、进口温度增加, 泄漏量略微下降; 随进口压力增加, 泄漏量略微上升。扇贝阻尼密封泄漏量约为迷宫密封 1.1 倍, 主要原因是扇贝阻尼密封为直齿, 迷宫密封为梯形齿, 两种密封齿型存在差异。

表 3 密封泄漏量
Tab. 3 Leakage flowrate

参数	T/K			p_{in}/MPa			$\omega/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$		
	318.15	358.15	398.15	7.7	7.9	8.1	10000	15000	20000
扇贝阻尼密封泄漏量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.269 04	0.21269	0.19132	0.12982	0.20294	0.26147	0.26904	0.26152	0.25163
文献[22]泄漏量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.225 99	0.18145	0.16285	0.11706	0.17872	0.22599	0.22964	0.22599	0.22171

相较于密封齿型带来的泄漏量增加, 由于扇贝阻尼密封结构产生的阻尼要远高于迷宫密封, 进而具有较好的系统稳定性。

3 结 论

建立 SCO_2 扇贝阻尼密封三维数值模型, 应用多频椭圆涡动方法求解密封动力特性系数, 分析了 SCO_2 扇贝阻尼密封的进口温度、压力及转速对其动静特性及泄漏量的影响规律, 得出结论:

- (1) SCO_2 扇贝阻尼密封周向压力分布不均匀, 轴向压力阶梯式降低。
- (2) SCO_2 扇贝阻尼密封的直接复合刚度随进口温度、压力及转速增加而增大, 且均为正值。扇贝阻尼密封直接复合刚度整体上高于迷宫密封, 转子系统静态稳定性要优于迷宫密封。

(3) SCO_2 扇贝阻尼密封的平均直接阻尼要高于迷宫密封, 且随进口温度增加而降低, 随进口压力、转速增加而增大。有效阻尼随进口温度增加而降低, 随进口压力增加而增大。在高涡动频率下, 随转速增加有效阻尼增大, 扇贝阻尼密封有效阻尼约为迷宫密封 5 倍。

(4) SCO_2 扇贝阻尼密封与迷宫密封泄漏量随转速、进口温度增加而降低, 随进口压力增加而增大。扇贝阻尼密封的直齿结构导致泄漏量略大于迷宫密封。

参考文献:

[1] CRESPI F, GAVAGNIN G, SÁNCHEZ D, et al. Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: a review[J]. Applied Energy, 2017, 195(6): 152 – 183.

- [2] 秦 政,林志民,刘惠民,等. S-CO₂布雷顿循环中离心式压缩机研究现状[J]. 柴油机,2016,38(3):52-55.
QIN Zheng, LIN Zhi-min, LIU Hui-min, et al. Current research on centrifugal compressor in S-CO₂ Brayton cycle[J]. Diesel Engine, 2016, 38(3): 52-55.
- [3] BRUN K, FRIEDMAN P, DENNIS R. Fundamentals and applications of supercritical carbon dioxide based power cycles[M]. UK: Woodhead Publishing, 2017.
- [4] LI M J, ZHU H H, GUO J Q, et al. The development technology and applications of supercritical CO₂ power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 126(1): 255-275.
- [5] ABRAM T, ION S. Generation-IV nuclear power: a review of the state of the science [J]. Energy Policy, 2008, 36(12): 4323-4330.
- [6] TURCHI C S, MA Z W, NEISES T W, et al. Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for concentrating solar power systems[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2013, 135(4): 041007. 1-041007. 7.
- [7] BENNETT J A, PAUDEL W, CLARENS A F, et al. Computational analysis of seals for SCO₂ turbomachinery and experimental planning[C]//The 6th International Supercritical CO₂ Power Cycles, Pittsburgh, Pennsylvania, 2018.
- [8] ODABAE M, SAURET E, HOOMAN K. CFD simulation of a supercritical carbon dioxide radial-inflow turbine, comparing the results of using real gas equation of state and real gas property file [J]. Applied Mechanics & Materials, 2016(846): 85-90.
- [9] YUAN H, PIDAPARTI S, WOLF M, et al. Experiment and numerical study of supercritical carbon dioxide flow through labyrinth seals [C]//The 4th International Symposium-Supercritical CO₂ Power Cycles, Pittsburgh, Pennsylvania, 2014.
- [10] YUAN H, PIDAPARTI S, WOLF M, et al. Numerical modeling of supercritical carbon dioxide flow in see-through labyrinth seals [J]. Nuclear Engineering and Design, 2015(293): 436-446.
- [11] BIDKAR R A, SEVINCER E, WANG J F, et al. Low-leakage shaft-end seals for utility-scale supercritical CO₂ turboexpanders [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139(2): 022503. 1-022503. 8.
- [12] TIAN H T, MA Y T, LI M X, et al. Leakage research on supercritical carbon dioxide fluid in rolling piston expander[J]. Science China Technological Sciences, 2012, 55(6): 1711-1718.
- [13] 尹 露,张万福,潘 渤,等. 二氧化碳迷宫密封动力特性影响因素研究[J]. 热能动力工程, 2020, 35(6): 28-36.
YIN Lu, ZHANG Wan-fu, PAN Bo, et al. Study on influencing factors of dynamic characteristics for labyrinth seals with carbon dioxide[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(6): 28-36.
- [14] 司和勇,曹丽华,李 盼. 密封结构对汽轮机转子动力特性的影响分析[J]. 中国电机工程学报, 2020, 40(1): 165-175.
SI He-yong, CAO Li-hua, LI Pan. Effect of seal structure on rotor dynamic characteristics of steam turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2020, 40(1): 165-175.
- [15] VONPRAGENAU G L. Damping seals for turbomachinery[R]. MFS-25834 USA: NASA Technical Paper, 1987.
- [16] CHILDS D W, SHIN Y, SEIFERT B. A design to improve the effective damping characteristics of hole-pattern-stator annular gas seals[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(1): 012505. 1-012505. 7.
- [17] SOTO E A, CHILDS D W. Experimental rotordynamic coefficient results for (a) a labyrinth seal with and without shunt injection and (b) a honeycomb seal [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(1): 153-159.
- [18] VANCE J M, LI J. Test results of a new damper seal for vibration reduction in turbomachinery[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1996, 118(9): 843-846.
- [19] TAKAHASHI N, MIURA H, NARITA M, et al. Development of scallop cut type damper seal for centrifugal compressors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(3): 032509. 1-032509. 9.
- [20] TAKAHASHI N, MIURA H, NARITA M, et al. Development of scallop cut type damper seal for centrifugal compressors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(3): 032509. 1-032509. 9.
- [21] 马 凯,张万福,张 尧,等. 梳齿密封静态稳定性理论与实验研究[J]. 振动与冲击, 2019, 38(20): 140-147.
MA Kai, ZHANG Wan-fu, ZHANG Yao, et al. Theoretical and experimental research on the static stability of labyrinth seals[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(20): 140-147.
- [22] 尹 露,张万福,顾乾磊,等. 超临界二氧化碳迷宫密封动力特性研究[J]. 振动与冲击, 2020, 39(22): 128-136.
YIN Lu, ZHANG Wan-fu, GU Qian-lei, et al. Study on dynamic characteristics of labyrinth seals with supercritical carbon dioxide [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(22): 128-136.
- [23] LI Z, LI J, YAN X. 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): 1-14.
- [24] ERTAS B H, DELGADO A, VANNINI G. Rotordynamic force coefficients for three types of annular gas seals with inlet preswirl and high differential pressure ratio[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(4): 42503-42514.