

并列式扇贝阻尼密封动力特性影响因素研究

尹露¹, 张万福¹, 田昊洋², 李春¹

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 国网上海市电力公司 电力科学研究院, 上海 200437)

摘要:建立并列式扇贝阻尼密封三维数值分析模型,采用计算流体力学(CFD)方法,并基于动网格技术及多频椭圆涡动轨迹的密封动力特性求解方法研究进口压力、预旋比及转速对并列式扇贝阻尼密封动静特性的影响。结果表明:并列式扇贝阻尼密封的直接刚度随进口压力的减小、转速的增加而升高;在不同预旋比下,直接刚度均为负,不利于密封系统静态稳定。并列式扇贝阻尼密封有效阻尼随进口压力的增加、预旋比及转速的减小而增大,使密封系统更稳定;进口压力对有效阻尼影响较显著,进口压力 $p_{in}=0.505\text{ MPa}$ 时的有效阻尼相较于 $p_{in}=0.303\text{ MPa}$ 工况下最高提升了约83%。并列式扇贝阻尼密封的泄漏量随进口压力的减小而显著降低,预旋会降低密封泄漏量,转速对密封泄漏量影响较低。

关键词:并列式扇贝阻尼密封;有效阻尼;稳定性;泄漏特性

中图分类号:TK730.2 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2021.05.002

[引用本文格式]尹露,张万福,田昊洋,等.并列式扇贝阻尼密封动力特性影响因素研究[J].热能动力工程,2021,36(5):7-16. YIN Lu, ZHANG Wan-fu, TIAN Hao-yang, et al. Research on influence factors of dynamic characteristics of paralleling scallop damper seals[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(5): 7-16.

Research on Influence Factors of Dynamic Characteristics of Paralleling Scallop Damper Seals

YIN Lu¹, ZHANG Wan-fu¹, TIAN Hao-yang², LI Chun¹

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093; 2. Electric Power Research Institute of State Grid, Shanghai Municipal Electric Power Company, Shanghai, China, Post Code: 200437)

Abstract: A three-dimensional numerical analysis model of paralleling scallop damper seal was established, and the effects of inlet pressure, preswirl ratio and rotational speed on the dynamic and static characteristics of paralleling scallop damper seal were studied by using the computational fluid dynamics (CFD) method and based on dynamic grid and multiple frequencies elliptic whirling trajectory. Results show that the direct stiffness of the paralleling scallop damper seal increases with decreasing inlet pressure and increasing rotational speed. Under different preswirl ratios, the direct stiffness is negative, which is not conducive to the static stability of the seal system. The effective damping of the paralleling scallop damper seal increases with the increase of the inlet pressure, the decrease of the preswirl ratio and the rotational speed, and the seal system is more stable. Among them, the effective damping is significantly affected by the inlet pressure, and the effective damping under the inlet pressure $p_{in}=0.505\text{ MPa}$ is about 83% higher than that under the condition of $p_{in}=0.303\text{ MPa}$. The leakage of the paralleling scallop damper seal is

收稿日期:2020-07-22; 修订日期:2020-08-18

基金项目:国家自然科学基金(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:尹露(1995-),女,安徽马鞍山人,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。

significantly reduced with decreasing of the inlet pressure. The preswirl will reduce the leakage of the seal, and the rotational speed has a low effect on the leakage of the seal.

Key words: paralleling scallop damper seal, effective damping, stability, leakage characteristics

引 言

转子与静子间的密封结构是透平机械中减小工质泄漏的关键部件^[1-2]。密封在降低流体泄漏的同时,易伴随着密封气流力的产生^[3]。密封气流激振问题是现代透平机械发展的瓶颈之一,提高密封动力稳定性是目前研究的热点与难点之一^[4-6]。

诱导密封气流激振的主要原因在于:密封腔内气流周向旋转会产生滞后于转子运动的不均匀周向压力分布,将其合成后会产生垂直于转子位移方向上的切向气流量^[7]。该横向激振力一般被认为是由密封腔内周向压力分布不均匀导致,主要包括如下效应^[8-9]:Lomakin 效应、三维流动效应、螺旋形流动效应、轴承气体效应和 Alford 效应等。Kirk 等人^[10]指出促使系统失稳的重要因素之一是由进气预旋产生的交叉刚度。Rosenberg^[11]针对密封内部流场进行研究,指出由进口预旋及转速引起的周向流动是导致密封腔内压力高点发生偏移的主因。大量关于迷宫密封动力特性的实验研究表明^[12-13]:迷宫密封具有良好的封严性能,且可以满足控制泄漏的要求,但绝大多数工况下迷宫密封会产生较大的交叉刚度及负的有效阻尼,其较差的动力特性极易导致转子系统失稳。

先进的阻尼密封技术是抑制密封气流激振、提升密封动力稳定性的重要方法之一。1982 年, Von Pragenau^[14]首先提出阻尼密封技术,其特征是通过增加密封静子面粗糙度,大幅度提升阻尼,改善系统稳定性。目前阻尼密封主要有:蜂窝密封(honey-comb seal)^[15]、孔型密封(hole-pattern seal)^[16]及袋型阻尼密封(pocket damper seal)^[17]等,在抑制转子振动方面取得良好的效果。然而,这些阻尼密封件具有加工复杂、耗时久、成本高和寿命短等缺点。

为了进一步提高密封阻尼特性及系统稳定性,并提高加工效率,Takahashi 等人^[18-19]首次提出扇贝型密封结构,在光滑静子表面铣出扇贝槽,应用双控制体模型对其进行计算分析,并通过带有电磁激

励器的高压压缩机对新型密封结构进行转子稳定性实验。研究表明相较于传统阻尼密封,该密封结构阻尼的性能显著提高。Griebel^[20]根据扇贝阻尼密封概念,研究密封腔切口及挡板布置方式对袋型阻尼密封泄漏与动力特性的影响,指出倒圆角型(扇贝型)挡板是降低袋型阻尼密封件制造成本的有效途径。但国内外鲜有扇贝阻尼密封动力与泄漏特性的相关报道。

本文建立并列式扇贝阻尼密封全三维数值计算模型,应用计算流体力学方法,并基于多频椭圆涡动及动网格技术求解密封动力特性,研究不同进口压力、预旋比和转速对扇贝阻尼密封动力特性与泄漏性能的影响。

1 数值计算方法

1.1 几何模型

表 1 为密封几何参数,图 1 为并列式扇贝阻尼密封的二维几何模型。密封段总长为 35.7 mm,转子直径 60 mm,沿轴向共包含 10 个直齿(在静子上)、9 个密封腔(C1 ~ C9)。在每个密封腔上沿周向均匀分布 8 个扇贝型腔室,即相邻两个扇贝型小腔室周向相差 $\theta = 45^\circ$ 。该扇贝型腔室在实际中可由直径 $d_1 = 26$ mm 的铣刀工具直接加工而成,使密封件制造成本降低的同时,加工效率也极大提高。

表 1 密封几何尺寸

Tab.1 Seal dimensions

参 数	数 值
密封长度 l/mm	35.7
转子直径 d/mm	60
密封间隙 C_r/mm	0.2
密封齿数 N_1	10
密封齿宽度 w_1/mm	1.77
密封腔宽度 w_2/mm	2
密封腔深度 h/mm	3.3
周向扇贝腔室数目 N_2	8

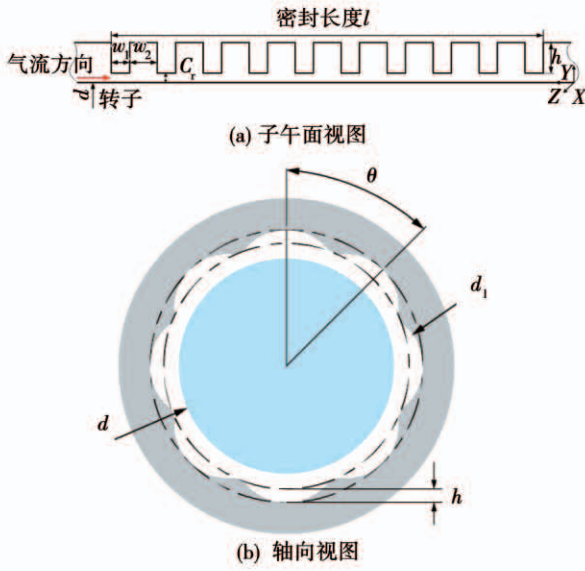


图1 并列式扇贝阻尼密封二维几何模型

Fig. 1 Two-dimensional geometry model of the paralleling scallop damper seal

1.2 多频椭圆涡动模型

密封中产生的流体激振力(F_X, F_Y)可由涡动位移(X, Y)和涡动速度($\dot{X}, \dot{Y}$)表示^[21]:

$$-\begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} \\ C_{YX} & C_{YY} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: $K_{XX}, K_{YY}, K_{XY}, K_{YX}$ —直接、交叉刚度; $C_{XX}, C_{YY}, C_{XY}, C_{YX}$ —直接、交叉阻尼。

转子围绕密封中心做椭圆涡动轨迹的模型如图2所示。分别以 X, Y 两个方向为长轴做椭圆轨迹涡动。基于多频椭圆涡动方法和动网格技术求解密封动力特性,多频涡动轨迹的表达式为:

X 方向激励:

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

Y 方向激励:

$$X = b \cdot \sum_{i=1}^m \cos(\Omega_i t), Y = a \cdot \sum_{i=1}^m \sin(\Omega_i t) \quad (3)$$

式中: a, b —椭圆涡动轨迹的长短半轴; Ω_i —涡动速度。

将式(1)进行快速傅里叶变换,可得:

$$-\begin{bmatrix} F_{XX} & F_{YX} \\ F_{XY} & F_{YY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{XX} & H_{XY} \\ H_{YX} & H_{YY} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_{XX} & B_{YX} \\ B_{XY} & B_{YY} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中: $H_{pq} = K_{pq} + j(\Omega C_{pq})$ 为密封阻抗系数(下标 pq 分别表示 XX, XY, YX, YY); $j = \sqrt{-1}$ 。

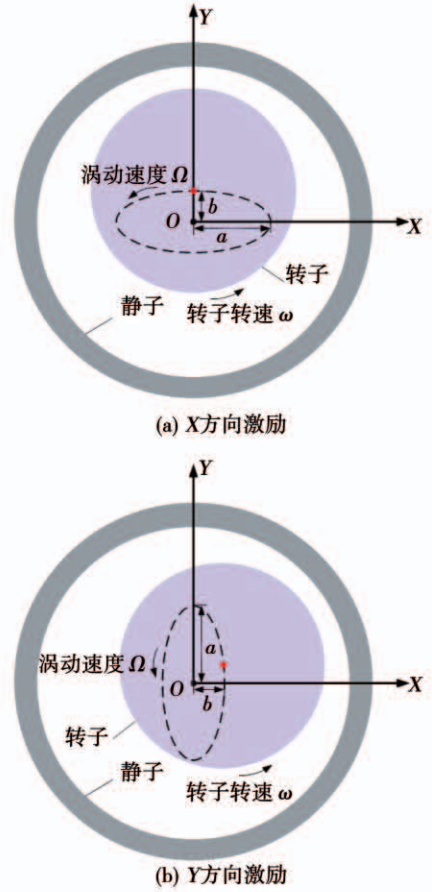


图2 转子椭圆涡动轨迹模型

Fig. 2 Elliptical whirling orbits of the rotor

通过数值求解可获得 F_{pq}, B_{pq} ,再将其代入式(4)可求得密封阻抗系数 H_{pq} ,进而可以得到密封动力特性系数 K_{pq}, C_{pq} 。

1.3 网格划分

在3种进口压力($p_{in} = 0.303, 0.404, 0.505$ MPa)、4种进口预旋比($\lambda = 0, 0.3, 0.5, 0.7$)和3种转速($\omega = 5\,000, 6\,000, 7\,000$ r/min)下研究并列式扇贝阻尼密封动力特性。图3为并列式扇贝阻尼密封计算模型网格分布,模型采用六面体结构化网格划分,并适当加密扇贝型腔室及密封齿间隙等流动较复杂处的网格。为验证网格无关性,分别对网格数量为183万、401万的模型进行计算,计算受力相差小于0.8%,泄漏量相差小于0.37%。因此,在满足计算精度的同时,为节约计算时间和资源,选择网

格数量为 183 万的模型,且其 Y + 值均保持在 30 ~ 300 之间。

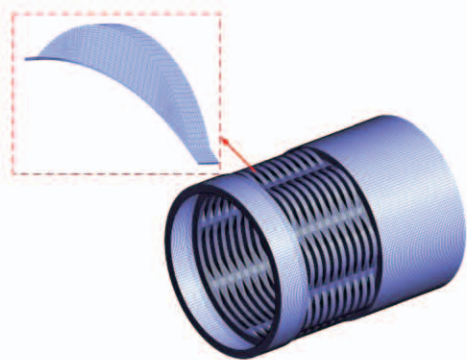


图 3 并列式扇贝阻尼密封计算网格分布
Fig. 3 Grid distribution of the paralleling scallop damper seal

1.4 边界条件

表 2 为计算工况参数。计算工质采用空气(理想气体),湍流模型采用 $k-\varepsilon$ 模型(湍流强度为 5%)。设置不同进口压力边界条件 p_{in} 、进口温度为 298 K,出口压力 $p_{out}=0.101\text{ MPa}$ 。

表 2 计算工况参数
Tab. 2 Calculation parameters

计算工况	参数设置
工质	空气(理想气体)
湍流模型	$k-\varepsilon$
壁面属性	绝热、光滑
时间步长/s	0.000 1
进口温度 T/K	298
涡动频率 f/Hz	20, 40, 60, ..., 240, 260
进口压力 p_{in}/MPa	0.303, 0.404, 0.505
出口压力 p_{out}/MPa	0.101
转子转速 $\omega/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	5 000, 6 000, 7 000
进口预旋比 λ	0, 0.3, 0.5, 0.7
涡动轨迹	椭圆
轨迹长半轴 a/mm	0.012
轨迹短半轴 b/mm	0.006

采用计算流体力学方法(Computational Fluid Dynamics, CFD),并基于动网格技术求解转子在 13 个不同涡动频率下($f=20, 40, \dots, 260\text{ Hz}$)对应的动力特性系数,以高精度离散格式完成迭代计算,收敛条件为各残差值均低于 10^{-6} ,进出口流量相差低于

0.1%,在非定常计算时气流力 F_x, F_y 均呈现有规律的周期性变化,且相邻两计算周期对应的受力值相差低于 0.2%。

1.5 数值方法验证

有效阻尼是表征转子-密封系统稳定性的重要指标^[22]。定义有效阻尼为:

$$C_{\text{eff}} = C - \frac{k}{\Omega} \tag{5}$$

式中: C —直接阻尼, $C = (C_{xx} + C_{yy})/2$; k —交叉刚度, $k = (K_{xy} - K_{yx})/2$ 。

由式(5)可知,直接阻尼和交叉刚度是决定有效阻尼 C_{eff} 大小的两个主要参数,有效阻尼 C_{eff} 越大,表征转子-密封系统稳定性更优。

基于 Ertas 等人^[22]的实验迷宫密封和袋型阻尼密封模型,应用数值方法对其动力特性系数开展计算分析,并将数值计算结果与其实验结果进行对比。

图 4 为数值计算与实验结果对比情况。数值计算结果与实验值在趋势与绝对数值上均表现出较好的一致性,可见,数值方法对迷宫密封与袋型阻尼密封的刚度、阻尼和有效阻尼均具有良好预测效果。

2 结果与分析

2.1 进口压力对并列式扇贝阻尼密封动力特性影响

图 5 为无进口预旋、转速 $\omega=5\,000\text{ r/min}$ 时,不同进口压力($p_{in}=0.303, 0.404, 0.505\text{ MPa}$)下并列式扇贝阻尼密封动力特性随涡动频率变化情况。

直接刚度随进口压力的减小而升高,低进口压力下密封系统静态稳定性较好。进口压力 $p_{in}=0.505\text{ MPa}$ 时,表现出负的直接刚度,易发生静态失稳。进口压力 $p_{in}=0.404$ 和 0.505 MPa 时,直接刚度随涡动频率的增加而小幅度升高;进口压力 $p_{in}=0.303\text{ MPa}$ 工况下,直接刚度随涡动频率的增加而稳定在 36 kN/m 附近,频率依赖性较低,静态稳定性较好。

并列式扇贝阻尼密封的交叉刚度、直接阻尼和有效阻尼均随进口压力的增加而升高,交叉刚度增强不利于转子系统稳定,直接阻尼增加且均为正值有利于提高系统阻尼和抑制转子涡动。

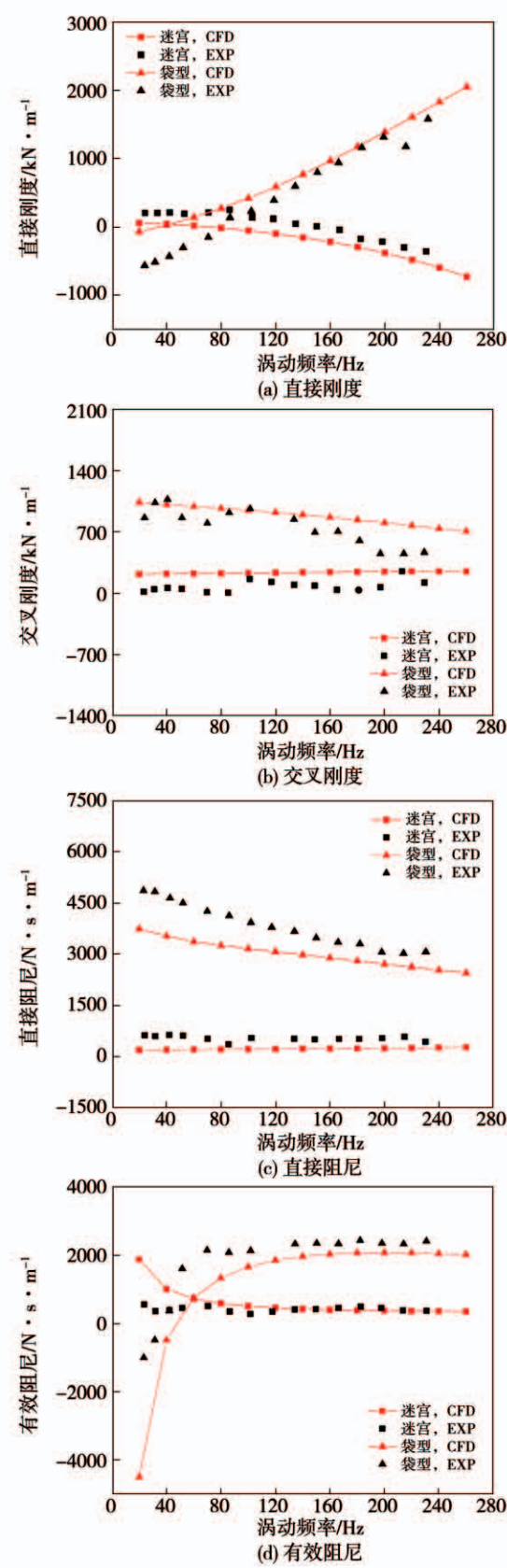


图4 数值计算结果与实验结果对比

Fig.4 Comparison of experimental results and current CFD results

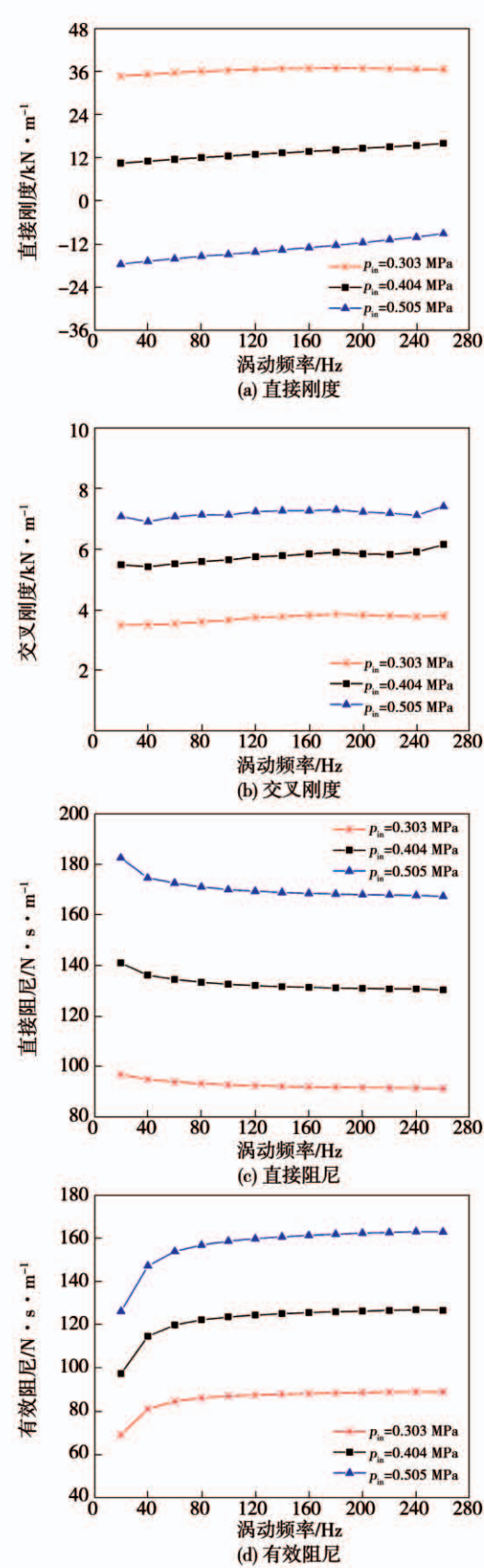


图5 不同进口压力下动力特性系数随涡动频率变化
Fig.5 Variation of dynamic coefficients with whirlring frequency under different inlet pressures

进口压力增大会使有效阻尼增加,并列式扇贝阻尼密封转子动力稳定性更佳,当进口压力 $p_{in} = 0.505 \text{ MPa}$ 时的有效阻尼相较于 $p_{in} = 0.303 \text{ MPa}$ 工况下最高提升了约 83%。因此,并列式扇贝阻尼密封可以较好地适应高压环境下工作。涡动频率对交叉刚度影响较低,涡动频率递增使直接阻尼降低且有效阻尼升高。

图 6 为不同进口压力下,并列式扇贝阻尼密封转子表面流体激振力随时间的变化。由图 6 可知,随着进口压力的增大,转子表面流体激振力幅值明显增加,其阻尼特性得到大幅度提升,系统稳定性改善。

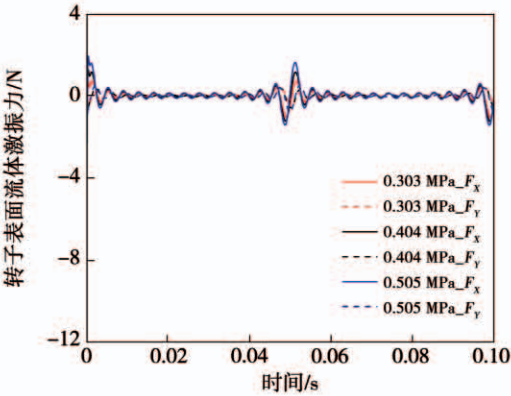


图 6 不同进口压力下转子表面流体激振力随时间变化(X 方向激励)

Fig.6 Variation of fluid response force of the rotor surface with time under different inlet pressures (X direction excitation)

2.2 预旋比对并列式扇贝阻尼密封动力特性影响

进口预旋是影响转子动力稳定性的重要原因之一,进口预旋比 λ 定义为:

$$\lambda = \frac{\nu_t}{c} \tag{6}$$

式中: c —转子表面线速度; ν_t —密封进口处平均周向速度。

图 7 为进口压力 $p_{in} = 0.505 \text{ MPa}$ 、转速 $\omega = 5\,000 \text{ r/min}$ 时,不同进口预旋比($\lambda = 0, 0.3, 0.5$ 和 0.7)下并列式扇贝阻尼密封动力特性随涡动频率变化情况。

直接刚度均表现为负,不利于密封系统静态稳定。低预旋比下($\lambda \leq 0.3$),直接刚度随预旋比、涡动频率的增加而增大;高预旋比下($\lambda \geq 0.5$),增大预旋比使直接刚度增加,直接刚度在涡动频率低于 120 Hz 时随涡动频率的递增而增大。

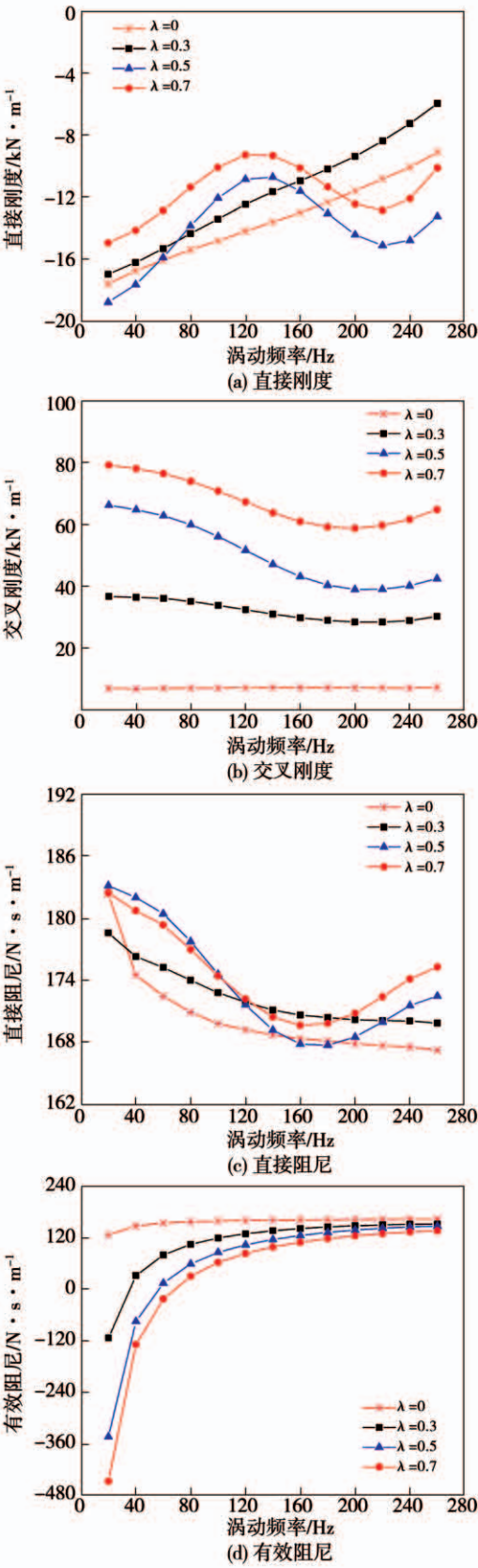


图 7 不同预旋比下动力特性系数随涡动频率变化
Fig.7 Variation of dynamic characteristic coefficients with whirl frequency under different inlet preswirl ratios

增大预旋比,使并列式扇贝阻尼密封交叉刚度增大,且均表现为正,易促进转子涡动。无预旋时($\lambda=0$),交叉刚度呈现出较明显的频率无关性;有预旋时($\lambda\neq 0$),随涡动频率的递增,交叉刚度随之呈现出先减小后增大的趋势。

低预旋比下($\lambda\leq 0.3$),直接阻尼随涡动频率的递增而降低,且随预旋比的增加而增大($f=20\text{ Hz}$ 除外)。高预旋比下($\lambda\geq 0.5$),直接阻尼在涡动频率低于 160 Hz 时随着涡动频率的递增而降低;在涡动频率高于 160 Hz 时,直接阻尼随着涡动频率的递增而增大。高预旋比下($\lambda\geq 0.5$),直接阻尼在低频区($f<100\text{ Hz}$)随预旋比的减小而增加,在高频区($f>100\text{ Hz}$)随预旋比的增加而升高。

并列式扇贝阻尼密封的有效阻尼随预旋比的减小而增加,抑制转子涡动的作用增强,有利于系统稳定。有效阻尼在无预旋时为正值,频率依赖性较低;有效阻尼在有预旋工况下均产生了不同大小的“穿越频率”(其中,当有效阻尼由负变正值时,与其对应的涡动频率被称之为“穿越频率”),频率依赖性较强。随着预旋比的降低,其穿越频率逐渐下降,提升系统稳定性的能力更强。

图8为不同预旋比下周向速度沿轴向密封长度变化情况。

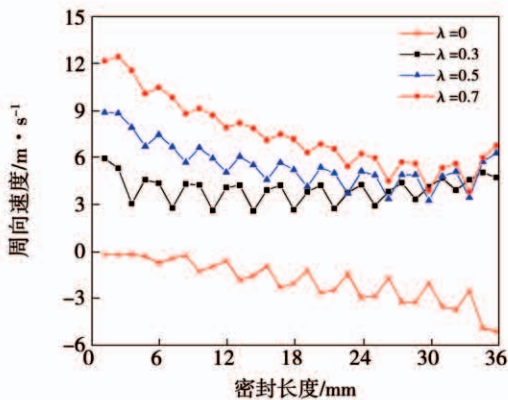


图8 不同预旋比下周向速度随轴向密封长度变化
Fig.8 Variation of circumferential velocity with axial seal length under different preswirl ratios

无预旋时,密封气流周向速度随密封长度的增加逐渐沿负方向递增的波动趋势;预旋比 $\lambda=0.3$

时,气流周向速度随密封长度的增加呈现小幅度波动;高预旋比($\lambda\geq 0.5$)时,气流周向速度随密封长度的增加整体趋势呈现大幅度递减波动。各不同预旋比工况下整体趋势均呈现出随着预旋比的不断增加,密封气流周向速度随之增大,气流周向流动强度增加,不利于系统稳定。因此,无预旋时的系统动力稳定性更佳,增加预旋比会降低系统稳定性。

2.3 转速对并列式扇贝阻尼密封动力特性影响

图9为无进口预旋、进口压力 $p_{in}=0.505\text{ MPa}$ 时,不同转速($\omega=5\,000, 6\,000$ 和 $7\,000\text{ r/min}$)下并列式扇贝阻尼密封动力特性随涡动频率变化情况。

不同转速下的并列式扇贝阻尼密封直接刚度均为负值,增大转速及涡动频率,直接刚度随之升高,频率依赖性较强。交叉刚度均为正值,增大转速,交叉刚度随之递增,涡动频率对交叉刚度的影响较低。直接阻尼随转速的增加、涡动频率的递减而递增,频率依赖性较强。有效阻尼均为正值,且均随转速的减小、涡动频率的递增而增大,有利于抑制转子涡动和改善系统稳定性。有效阻尼在低频区($f\leq 120\text{ Hz}$)频率依赖性较强,在高频区频率依赖性较低。

图10为不同转速下密封腔内周向速度沿径向高度分布情况。由图10可知,在靠近转子壁面处的各转速下的周向速度与速度梯度均较大,且气流的周向速度与速度梯度均随着转速的增加而增大。因转速增加引起的转子壁面附近气流周向速度增加将导致相邻两个扇贝型腔室内的气流产生周向流动,从而引起密封腔室内的周向压力分布不平衡程度加剧;同时靠近转子壁面附近的速度梯度增加,会导致流体的周向粘性剪切力增大。因此转速越小,交叉刚度越小,有效阻尼越大,越有利于系统的稳定。

图11为 $X-Y$ 截面密封腔速度分布情况($t=0.1\text{ s}$, X 方向激励,第一个密封腔)。并列式扇贝阻尼密封的挡板结构可有效阻碍相邻两个扇贝型小腔室之间的流体周向流动。扇贝型腔室中均产生了低速区域,流体周向速度降低,且流体在独立扇贝腔内会受到一定压缩或膨胀,产生系统阻尼,利于密封系统稳定。

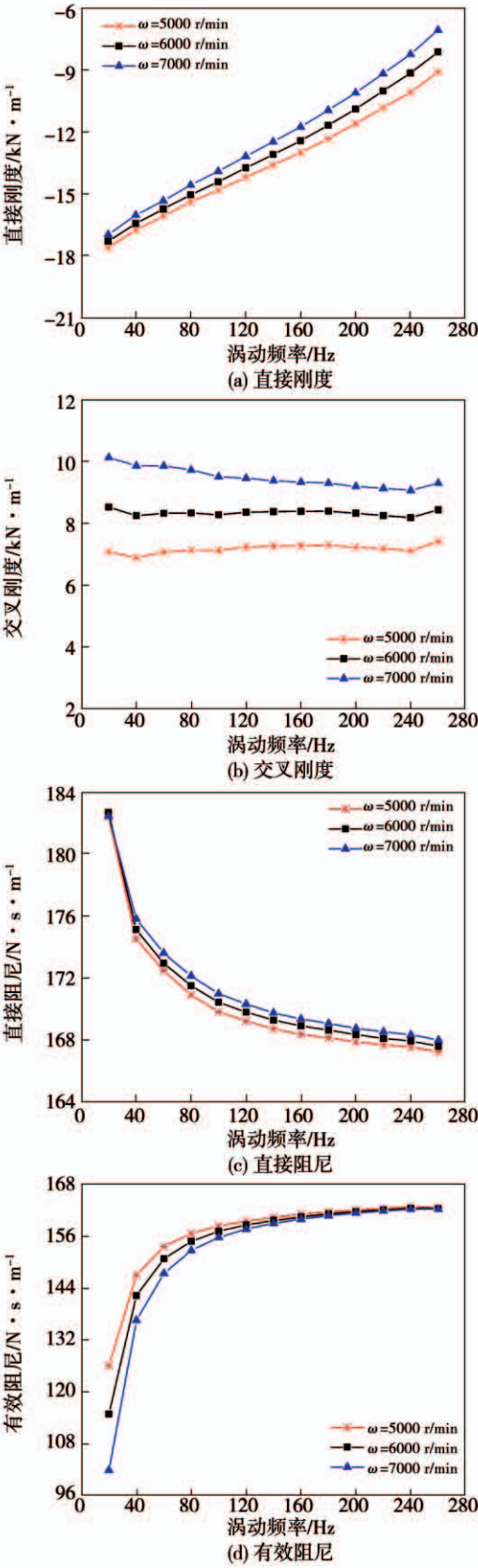


图 9 不同转速下动力特性系数随涡动频率变化
Fig. 9 Dynamic characteristic coefficients vs. whirling frequency under different rotational speeds

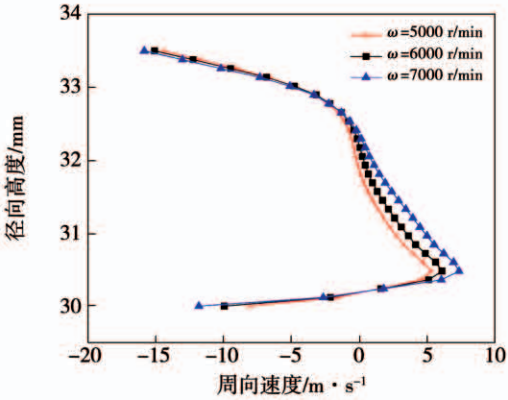


图 10 不同转速下密封腔内周向速度沿径向高度分布
Fig. 10 The circumferential velocity in the seal cavity along the radial height at different rotational speeds

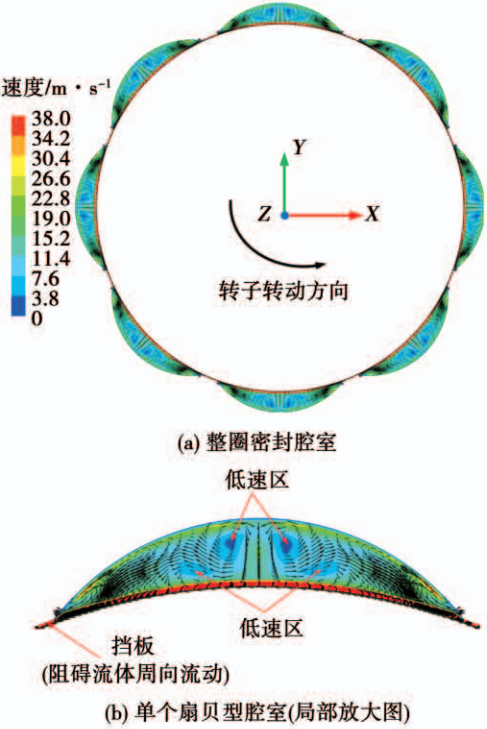


图 11 密封腔速度分布
Fig. 11 Velocity distribution in the seal cavity

2.4 并列式扇贝阻尼密封泄漏特性分析

图 12 为密封速度轴向分布情况。流体从进口流入,到达密封齿间间隙时,截面减小,产生射流,压力能转化为动能,压力减小,达到节流作用;当流体进入密封腔室时,截面变大,流速降低,并形成漩涡,动能被耗散,达到密封、抑制泄漏的作用。

表 3 为并列式扇贝阻尼密封的泄漏量随进口压力、预旋比及转速的变化情况。

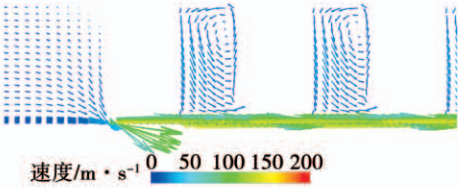


图 12 密封速度轴向分布

Fig. 12 Velocity axial distribution of seal

由表 3 可知,进口压力对并列式扇贝阻尼密封泄漏量具有显著影响,进口压力减小,密封泄漏量随之大幅度减小。固定出口压力不变(改变进口压力)、进口压力 $p_{in}=0.354\text{ MPa}$ 时,处于临界状态,此时临界流量为 $0.015\ 473\text{ kg/s}$ 。其中, $p_{in}=0.303\text{ MPa}$ 时的密封泄漏量相对 $p_{in}=0.505\text{ MPa}$ 时降低了 42.1% 。预旋使并列式扇贝阻尼密封泄漏量降低,预旋比 $\lambda=0.7$ 时,密封泄漏量相比无预旋工况下降低了 0.44% 。转速对密封泄漏量影响相对较小,随转速的增加,密封泄漏量略微降低。

表 3 密封泄漏量对比

Tab.3 Calculation condition parameters

计算工况	泄漏量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	相对百分比/%
$p_{in}=0.505\text{ MPa}$ (参照)	0.022 578	—
$p_{in}=0.303\text{ MPa}$	0.0130 72	-42.1
$p_{in}=0.354\text{ MPa}$	0.0154 73(临界流量)	-31.47
$p_{in}=0.404\text{ MPa}$	0.017 848	-20.95
$\lambda=0$ (参照)	0.022 578	—
$\lambda=0.3$	0.022 548	-0.13
$\lambda=0.5$	0.022 556	-0.1
$\lambda=0.7$	0.022 478	-0.44
$\omega=5\ 000\text{ r/min}$ (参照)	0.022 578	—
$\omega=6\ 000\text{ r/min}$	0.022 573	-0.02
$\omega=7\ 000\text{ r/min}$	0.022 568	-0.04

3 结 论

应用计算流体力学方法分析了并列式扇贝阻尼密封动静特性,研究进口压力、预旋比及转速对并列式扇贝阻尼密封动静特性的影响,结果表明:

(1) 在计算工况下,并列式扇贝阻尼密封的直接刚度随进口压力的减小、转速的增加而升高;不同进口预旋比下,直接刚度均表现为负,不利于密封系

统静态稳定。
(2) 并列式扇贝阻尼密封的有效阻尼随进口压力的增加而递增,随预旋比及转速的降低而升高。进口压力对有效阻尼影响较显著,进口压力 $p_{in}=0.505\text{ MPa}$ 时的有效阻尼相较于 $p_{in}=0.303\text{ MPa}$ 工况下最高提升了约 83% ,密封系统稳定性更佳。
(3) 并列式扇贝阻尼密封的泄漏量随进口压力的减小而显著降低;预旋会降低并列式扇贝阻尼密封泄漏量;转速对密封泄漏量影响较低。

参考文献:

[1] 曹树谦,陈予恕. 现代密封转子动力学研究综述[J]. 工程力学,2009,26(S2): 68-79.
CAO Shu-qian, CHEN Yu-shu. A review of modern rotor/seal dynamics[J]. Engineering Mechanics, 2009, 26(S2): 68-79.
[2] 李 伟,乔渭阳,许开富,等. 现涡轮叶尖迷宫式密封对泄漏流场影响的数值模拟[J]. 推进技术,2009,30(1):88-94.
LI Wei, QIAO Wei-yang, XU Kai-fu, et al. Numerical simulation of labyrinth seal on tip leakage flow in partially and full shrouded axial turbine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(1): 88-94.
[3] CHILDS D, ELROD D, HALE K. Annular honeycomb seals: test results for leakage and rotordynamic coefficients[J]. Journal of Tribology, 1989, 111(2): 293-300.
[4] TIWARI R, MANIKANDAN S, DUIVEVEDY S K. A review of the experimental estimation of the rotor dynamics parameters of seals[J]. The Shock and Vibration Digest, 2005, 37(4): 261-284.
[5] 顾乾磊,张万福,李 春,等. 贯通与间隔式逆滞流迷宫密封动力特性研究[J]. 热能动力工程,2020,35(2): 38-46.
GU Qian-lei, ZHANG Wan-fu, LI Chun, et al. Study on rotordynamics of the through and interval type of anti-stagnant labyrinth seal[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(2): 38-46.
[6] 张万福,马 凯,潘 渤,等. 基于变厚度挡板的新式渐扩/渐缩袋型阻尼密封动力特性研究[J]. 热能动力工程,2020,35(5): 24-33.
ZHANG Wan-fu, MA Kai, PAN Bo, et al. Study on dynamic characteristics of pocket damper seals with divergent/convergent cavity[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(5): 24-33.
[7] KWANKA K. Improving the stability of labyrinth gas seals[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123(2): 383-387.

- [8] ALFORD J S. Protecting turbomachinery from self-excited rotor whirl[J]. Journal of Engineering for Power, 1965, 87(10): 333 – 344.
- [9] 丁学俊, 冯慧雯, 黄镇安. 汽轮机中的间隙激励——一种值得注意的自激振动形式[J]. 电站系统工程, 1995, 11(3): 11 – 17.
DING Xue-jun, FENG Hui-wen, HUANG Zhen-an. Gap excitation in steam turbines—a notable form of self-excited vibration[J]. Power System Engineering, 1995, 11(3): 11 – 17.
- [10] KIRK G, GAO R. Influence of preswirl on rotordynamic characteristics of labyrinth seals[J]. Tribology Transactions, 2012, 55(3): 357 – 364.
- [11] ROSENBERG S S. Investigating aerodynamic transverse forces in labyrinth seals in cases involving rotor eccentricity (rotor precession in steam turbines) [J]. Energomashinostroenie, 1974, 8(8): 15 – 17.
- [12] MURPHY B T, VANCE J. Labyrinth seal effects on rotor whirl stability [C]//Proceedings of the Second International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, Cambridge, England, 1980.
- [13] VANCE J, ZIERER J, CONWAY E M. Effect of straight-through labyrinth seals on rotordynamics [C]//Proceedings of the ASME Vibration and Noise Conference, Albuquerque, New Mexico, 1993.
- [14] VON PRAGENAU G L. Damping seals for turbomachinery [R]. NASA Technical paper, 1982.
- [15] KANEKO S, IKEDA T, SAITO T, et al. Experimental study on static and dynamic characteristics of liquid annular convergent-tapered damper seals with honeycomb roughness pattern [J]. ASME Journal of Tribology, 2003, 125(3): 592 – 599.
- [16] CHILDS D W, SHIN Y S, 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): 222 – 228.
- [17] 孙 丹, 李胜远, 艾延廷, 等. 袋型阻尼密封动力特性分析及对转子稳定性的影响 [J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(12): 3621 – 3627.
SUN Dan, LI Sheng-yuan, AI Yan-ting, et al. Analysis of the rotordynamic characteristics of pocket damper seals and impact on rotor stability [J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(12): 3621 – 3627.
- [18] TAKAHASHI N, MIURA H, NARITA M, et al. Development of scallop cut type damper seal for centrifugal compressors [C]//ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2014.
- [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(032509): 1 – 9.
- [20] GRIEBEL C. Impact analysis of pocket damper seal geometry variations on leakage performance and rotordynamic force coefficients using computational fluid dynamics [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(4): 041024. 1 – 041024. 9.
- [21] CHILDS D W. Turbomachinery rotordynamic: phenomena, modeling, and analysis [M]. New York: John Wiley & Sons, 1993.
- [22] 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): 042503.

(孙嘉忆 编辑)