

深径比对孔型阻尼密封泄漏特性和流体激振动力学性能的影响研究

宋会玲¹, 魏阳国¹, 李永鹏¹, 张子涵², 李志刚²

(1. 北京天兵科技有限公司, 100076, 北京; 2. 西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 为揭示孔深对孔型阻尼密封封严性能和刚度阻尼动力学性能的影响规律,探究最佳孔深方案,采用非定常多频摄动数值方法,研究了不同孔深下孔型阻尼密封的泄漏特性和动力学特性。首先,通过 3 种孔深下孔型阻尼密封泄漏量和动力特性系数的数值与试验数据对比,验证了数值方法的准确性;然后,计算分析了 3 种不同孔径(D 为 2.0、3.175、5.0 mm)下连续变化孔深(深径比 A_r 为 0.1~1.25)的孔型阻尼密封的泄漏量;最后,评估了 2 种进口预旋(μ_0 为 0、0.5)、5 种不同孔深(H 为 0.5、1.0、1.9、3.3、6.6 mm, D 为 3.175 mm)下孔型密封的动力特性系数、腔室动态压力及旋流速度发展。数值结果表明:深径比 A_r 是影响孔型密封泄漏特性的关键几何参数;从密封封严性能角度来看, A_r 为 0.4~0.5 是最佳孔深方案,此时不同孔径的密封泄漏量均达到最小值;从密封动力学稳定性角度来看,较小孔深的孔型阻尼密封动力学稳定性更优,在确定最佳孔深时,需考虑污染物沉积、腐蚀磨损对孔深的影响,避免选择过小的孔深($H \geq 1.0$ mm)。

关键词: 孔型阻尼密封;泄漏特性;动力学性能;深径比;多频摄动数值方法

中图分类号: TK262 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202507009 **文章编号:** 0253-987X(2025)07-0087-12

Study on the Influence of Depth-to-Diameter Ratio on the Leakage and Rotordynamic Characteristic of Hole-Pattern Damper Seals

SONG Huiling¹, WEI Yangguo¹, LI Yongpeng¹, ZHANG Zihan², LI Zhigang²

(1. Beijing Space Pioneer Technology Co., Ltd., Beijing 100076, China;

2. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To reveal the influence of hold depth on the sealing performance and dynamic characteristics of hole-pattern damper seals, and to explore the optimal hold depth scheme, this paper employs an unsteady multi-frequency perturbation numerical method to investigate the leakage and dynamic characteristics of hole-pattern damper seals at different depths. First, the accuracy of the numerical method is validated by comparing the leakage amounts and dynamic characteristic coefficients of hole-pattern damper seals at three different depths with experimental data. Then, the leakage amounts of hole-pattern damper seals with three different diameters ($D=2.0, 3.175, 5.0$ mm) and continuously varying depths (depth-to-diameter ratio $A_r=0.1-1.25$) are calculated and analyzed. Finally, the dynamic characteristic coefficients, chamber dynamic pressures, and vortex velocity developments of the seals under two types of inlet pre-rotation ($\mu_0=0, 0.5$) and five

收稿日期: 2025-01-13。 作者简介: 宋会玲(1979—),女,高级工程师;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(52422602,52176042)。

网络出版时间: 2025-03-11

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250311.0950.003>

different depths ($H=0.5, 1.0, 1.9, 3.3, 6.6$ mm, $D=3.175$ mm) are evaluated. Numerical results indicate that the depth-to-diameter ratio A_r is a key geometric parameter affecting the leakage characteristics of hole-pattern seals. From the perspective of sealing performance, $A_r=0.4-0.5$ represents the optimal hole depth scheme, at which the leakage amounts for different diameters reach their minimum. In terms of dynamic stability, hole-pattern damper seals with smaller depths exhibit better dynamic stability. When determining the optimal hold depth, it is necessary to consider the impact of contaminant deposition and corrosion wear, avoiding excessively small depths ($H \geq 1.0$ mm).

Keywords: hole-pattern seal; leakage characteristic; rotordynamic characteristic; the ratio of hole depth and hole diameter; multiple-frequency whirling numerical simulation

动密封是现代旋转机械的重要部件,可以有效减少动静间隙的泄漏流动,进而提高运行效率。然而,密封在发挥封严作用的同时,其腔室和间隙内的泄漏流动会引起流体激振力,影响转子系统的稳定性。目前,阻尼密封(具有粗糙定子和光滑转子)在消除亚同步不稳定振动和提高转子系统稳定性方面展现出了巨大潜力,并逐渐取代传统的迷宫密封^[1]。

阻尼密封(包括袋型阻尼密封^[2]、蜂窝密封和孔型阻尼密封^[3-4]) 在 20 世纪 60 年代以来在旋转机械中得到广泛使用,用来消除亚同步和同步振动问题。其中,蜂窝密封通常由高温合金钎焊制成,在抗腐蚀和稳定转子系统等方面具有优异表现^[1,3,5],但其制造周期长,加工成本高,很大程度上限制了其应用和推广。孔型阻尼密封在泄漏特性和转子动力特性等方面与蜂窝密封相似,其制造成本明显降低^[6-7]。此外,孔型密封件可由软金属(如铝)经铣削或电火花工艺制成,这意味着具有更强的耐摩擦性能、更低的转轴损坏风险和制造成本。因此,现代旋转机械制造商倾向于用孔型密封代替蜂窝密封。本文的主要工作也聚焦于对孔型密封的性能评估。

密封流体激振力是由密封腔室和间隙内的不均匀流体引起的,通常用密封转子动力特性系数来表征。密封流体激振力会增强或破坏转子系统的稳定性,具体效果取决于运行条件和密封几何参数。在公开文献中,已发表了大量关于孔型密封转子动力特性的试验和数值研究^[8-12],数值研究主要采用三维仿真预测(特点是精度高、耗时长)^[13-14]和 BulkFlow(特点是中等精度、运算快)^[15-16]两种方法。

在 20 世纪 80 年代初,为了解决高压氧涡轮泵(HPOTP)的同步和次同步振动问题,Childs 等^[17-19]通过 3 种粗糙定子(滚花压痕、菱形腔室、圆孔腔室,工质为 CBrF₃)阻尼密封转子动力特性的试验结果指出,孔型腔室的阻尼密封产生最大的有效阻尼和最小的泄漏量,是最有前途的阻尼密封概念。

此外,还研究了孔面积比和孔排布方式对密封性能的影响,结果表明:最佳孔面积比约为 34%;交错孔布局的密封性能优于直线孔布局。张子涵等^[20]进一步研究了孔排布方式对孔型密封的性能影响,结果表明:相比于轴向顺排,周向顺排的排布方式会进一步提高密封的封严性能,且更有利于转子稳定,尤其是对于大孔径密封而言。

从密封转子动力学的角度来看,进口预旋是环形气体密封的关键运行参数之一,一些研究着重于研究进口预旋对密封转子动力特性的影响。Childs 和 Wade^[21]测试了两种密封间隙($C_r=0.1, 0.2$ mm)的孔型密封试验件在 3 种预旋比($\mu_0=0, 0.3, 0.6$)下的性能,结果表明:孔型密封的动力学系数对进口预旋具有较强的频率依赖性,且在较大间隙($C_r=0.2$ mm)时对其非常敏感,而在较小间隙($C_r=0.1$ mm)时则不敏感。Brown 和 Childs^[22]进一步研究了负预旋对孔型密封转子动力特性的影响,结果表明:负预旋可以通过增大密封有效阻尼和降低有效阻尼项穿越频率来显著提高转子系统的稳定性。

Childs 等^[23]研究了 3 种不同孔深($H=1.9, 3.3, 6.6$ mm)下孔型密封的性能指出,孔型密封的泄漏性能和动力学性能与孔深明显相关,浅孔深($H=1.9$ mm)工况具有相对更优的封严性能和稳定性。然而,他们的工作并未探究更小孔深($H < 1.9$ mm)工况是否仍然满足上述规律以及孔深影响的内部机理。此外,方志等^[24-25]研究了深径比对孔型密封封严性能的影响,指出泄漏量随孔深呈现波动的变化趋势,这种趋势是由孔腔内部漩涡结构造成的,但其并未涉及到动力学性能方面的分析。综上所述,前期试验和数值研究均表明,孔深对孔型阻尼密封泄漏特性和动力学特性具有显著影响,但孔深影响的内部机理尚不明确(尤其是动力特性),且孔深影响的相关结论不具有普适性(动力特性研究未探讨小孔深工况),难以支撑孔型阻尼密封最佳结构参数设计。

本文采用非定常多频摄动数值方法,研究了不同孔深下孔型阻尼密封的泄漏特性和动力学特性(对于泄漏特性研究,孔径 $D=2.0, 3.175, 5.0$ mm,深径比 $A_r=0.1\sim 1.25$;对于动力特性研究,孔深 $H=0.5, 1.0, 1.9, 3.3, 6.6$ mm, $D=3.175$ mm),旨在综合考虑密封封严性能和动力学稳定性能,以泄漏量和有效阻尼为考核指标,获得最佳孔深配置方案,确定孔深设计方法。

1 计算模型与数值预测方法

1.1 计算模型

本文所采用的孔型阻尼密封方案是在德克萨斯A&M大学^[23]的密封试验件($D=3.175$ mm, $H=1.9, 3.3, 6.6$ mm,深径比 $A_r=0.59\sim 2.08$)基础上进行设计的。方志等^[24]的研究已表明,深径比大于1时,密封泄漏性能对孔深变化不敏感。因此,本文对于泄漏特性的研究,设定深径比变化范围为 $0.1\sim 1.25$,且为了验证不同孔径下结论的普适性,设计了3种孔径的孔型密封几何结构($D=2.0, 3.175, 5.0$ mm),如图1所示。对于动力特性研究,选取了5种不同的孔深方案($H=0.5, 1.0, 1.9, 3.3, 6.6$ mm, $D=3.175$ mm)。相比于文献^[23]的密封试验件,本文所选取的密封方案均包括了小孔深结构($A_r<0.59$),旨在分析更小孔深下密封性能的变化规律和机理。上述方案的详细几何参数和运行工况如表1所示。所有密封件具有相同的半径($R=57.37$ mm)、间隙($C_r=0.2$ mm)和孔径($D=3.175$ mm)。

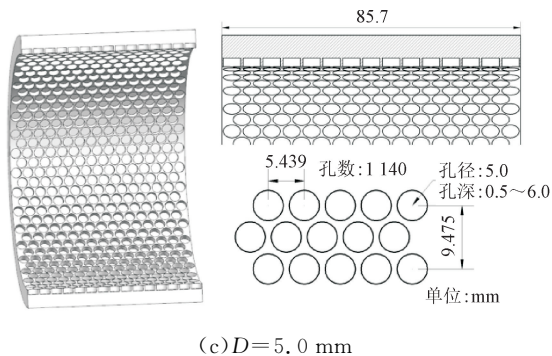
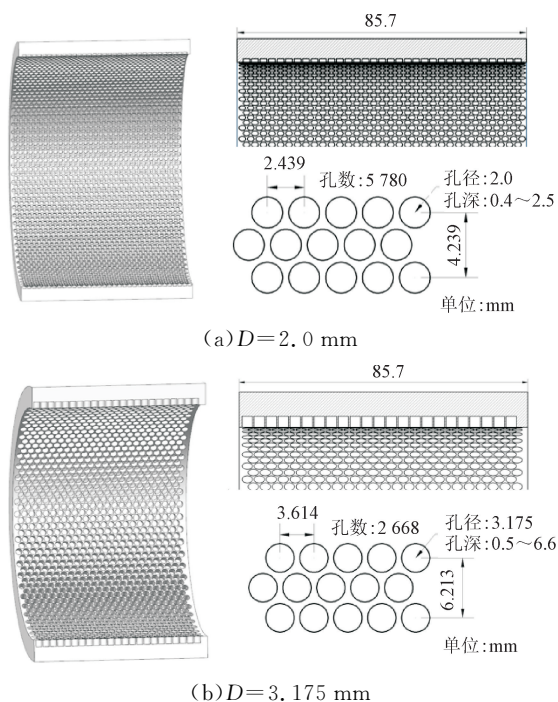


图1 密封静子件的几何结构和孔排列方式

Fig. 1 Geometrical parameters and distributions of the hole on seal stator

表1 几何参数和运行工况^[23]

Table 1 Geometrical parameters and operational conditions^[23]

参数	数值
入口压力 p_i /MPa	7.00
出口压力 p_o /MPa	3.50
入口温度 T_i /°C	17.40
转速 ω /(r·min ⁻¹)	20 200
入口预旋比 μ_0	0, 0.5
密封半径 r /mm	57.37
密封长度 L /mm	85.70
径向间隙 C_r /mm	0.20
孔径 D /mm	2.0, 3.175, 5.0
孔深 H /mm	0.50~6.60
孔数	2 668

为计算密封的转子动力学特性,采用基于多频一维转子涡动模型的非定常计算流体动力学(CFD)摄动数值方法,获得转子多频涡动下密封转子面周向非均匀压力和流体激振力的时变解。采用UG和ANSYS ICEM软件,建立了具有同心转子的孔型阻尼密封360°完整计算模型和多块结构网格,如图2所示。上述网格节点数约700万,其中间隙处有11个节点,无量纲壁面距离 y^+ 约为28。根据文献^[13-14]的研究,本文采用的网格已满足网格无关性要求。

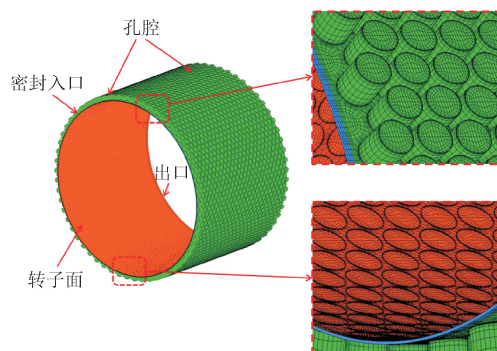


图2 孔型密封的计算模型和网格

Fig. 2 Computational models and meshes for HPS seals

1.2 数值方法

为了研究孔深对孔型密封泄漏和转子动力特性的影响规律,本文使用 ANSYS CFX 18.0 有限元分析软件对密封的泄漏流量和转子动力特性系数进行了预测。表 2 列出了瞬态 CFD 数值方法的详细设置参数。

表 2 瞬态 CFD 数值方法设置

Table 2 Transient CFD numerical methods settings

求解设置	状态或数值
工质	空气
离散格式	高精度
湍流模型	标准 $k-\epsilon$
网格运动	网格变形技术
壁面条件	绝热、光滑
涡动频率 f	$f_0 = 20 \text{ Hz}$, $f_i = 20, 40, \dots, 320, 340 \text{ Hz}$
涡动幅值 A	$0.01C_r$
时间步长 t	0.0001 s
转子涡动模型	多频一维涡动模型

多频一维转子涡动模型如图 3 所示,对于该模型的每个频率分量,转子均沿 x 或 y 方向周期性地围绕定子中心 O 进行涡动,且同时沿转子中心 C 旋转。为了简化模型,假设每个频率分量下的涡动幅值、初始相位和旋转方向一致。转子的详细涡动轨迹为

$$X = 0; Y = A \sum_{i=1}^N \sin(2\pi f_i t) \quad (1)$$

式中: N 为涡动频率的数量; A 代表转子涡动分量的偏心幅值,为密封间隙的 1%; t 为时间; f_i 为各频率 i 下的涡动频率。本文在 20~340 Hz 的频率范围内选取 17 个分量频率,基频 $f_0 = 20 \text{ Hz}$,其峰值振动幅值接近密封间隙的 17%。

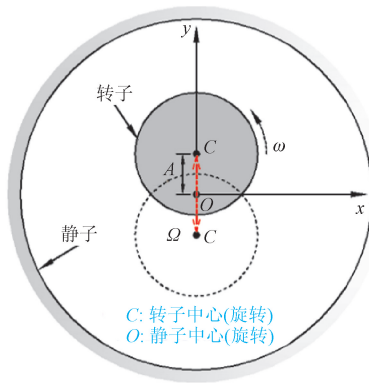


图 3 多频一维转子涡动模型

Fig. 3 Multi-frequency one-dimensional rotor whirling model

根据转子动力学理论,当转子在环形密封内绕一个中心位置进行小位移涡动时,作用在转子表面的流体激振力可以用带有频率相关的刚度系数和阻尼系数 (K_{ij}, C_{ij}) 的线性方程来表示,需要注意的

是,式中虚拟质量项被忽略。表达式如下

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx}(\Omega) & K_{xy}(\Omega) \\ K_{yx}(\Omega) & K_{yy}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx}(\Omega) & C_{xy}(\Omega) \\ C_{yx}(\Omega) & C_{yy}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: X 和 Y 分别代表转子中心在 x 、 y 方向上的位移; $\dot{X}$ 、 $\dot{Y}$ 代表转子中心的涡动速度; F_x 和 F_y 代表作用在转子表面的流体激振力,由压力和剪切应力积分得到。

为了得到各频率分量相对应的转子动力学系数,采用快速傅里叶变换(FFT),将式(2)所示的方程转换为复数形式, h_{ij} 是由转子动力学系数所定义的复力阻抗,表达式如下

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{xx}(\Omega) & h_{xy}(\Omega) \\ h_{yx}(\Omega) & h_{yy}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_x \\ D_y \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$h_{ij} = K_{ij} + j(\Omega C_{ij}) \quad (4)$$

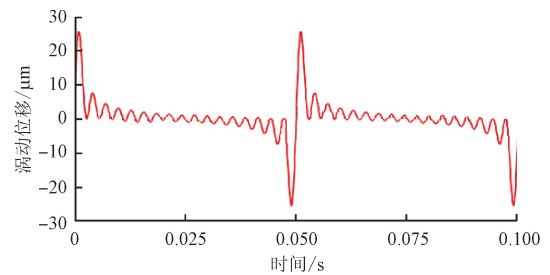
式中: D_x 、 D_y 为频域下 x 、 y 方向的涡动位移。

在本文中,转子中心在 x 方向上的涡动分量为 0,通过求解式(3)可得到 h_{ij} ,然后可以计算得到密封的频率相关转子动力学系数。为了更好地表示密封抑制转子涡动的能力,引入有效阻尼 C_{eff} ,结合直接阻尼和交叉刚度的影响来综合评价密封的稳定性。动力学系数和有效阻尼表达式如下

$$\begin{cases} K_{xx} = K_{yy} = \text{Re}(h_{yy}) = -\text{Re}\left(\frac{F_y}{D_y}\right) \\ \Omega C_{xx} = \Omega C_{yy} = \text{Im}(h_{yy}) = -\text{Im}\left(\frac{F_y}{D_y}\right) \\ K_{xy} = -K_{yx} = \text{Re}(h_{xy}) = -\text{Re}\left(\frac{F_x}{D_y}\right) \\ \Omega C_{xy} = -\Omega C_{yx} = \text{Im}(h_{xy}) = -\text{Im}\left(\frac{F_x}{D_y}\right) \end{cases} \quad (5)$$

$$C_{\text{eff}} = C_{xx} - \frac{K_{xy}}{\Omega} \quad (6)$$

在瞬态 CFD 求解过程中,计算并监测了转子中心的时变涡动位移和作用在转子表面的时域流体激振力。为了求解式(3)所示的频域阻抗,使用傅里叶变换将上述监测数据转换到频域。图 4 和图 5 展示了时域和频域下的涡动位移和流体激振力监测数据。



(a) 时域

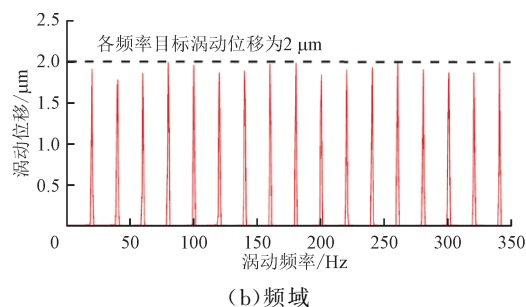


图4 涡动位移动态监测数据

Fig. 4 Dynamic monitoring data of rotor motion

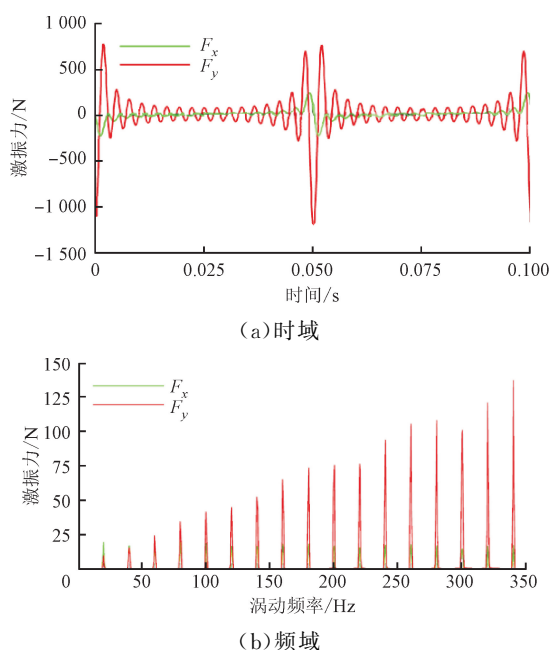


图5 流体激振力动态监测数据

Fig. 5 Dynamic monitoring data of response force

1.3 数值方法验证

为了验证所采用的数值方法和多频一维涡动模型的准确性,本文计算了不同孔深孔型密封的泄漏流量和转子动力特性系数,并与 Childs 等^[23]发表的试验结果进行了对比。

图6给出了不同孔深($H=3.3, 6.6$ mm)孔型密封($D=3.175$ mm)泄漏流量的数值结果和试验结果。从中可以看出,本文所采用的数值方法对孔型密封的泄漏流量有较高的精度(误差小于5%),验证了目前用于计算密封泄漏量的稳态数值方法的准确性和可靠性。图7给出了对于密封转子动力特性的数值预测结果和试验测试结果。总的来说,所有预测的动力学特性系数均与试验结果吻合,对于较小孔深($H=3.3$ mm)的孔型密封,直接刚度预测结果偏大(比试验值大5%);当涡动频率较低时,交叉刚度预测结果偏小(比试验值小约30%)。此外,数值结果还准确预

测了转子动力特性的频率相关性。综合以上分析,本文所采用的计算模型和数值方法是可靠的。

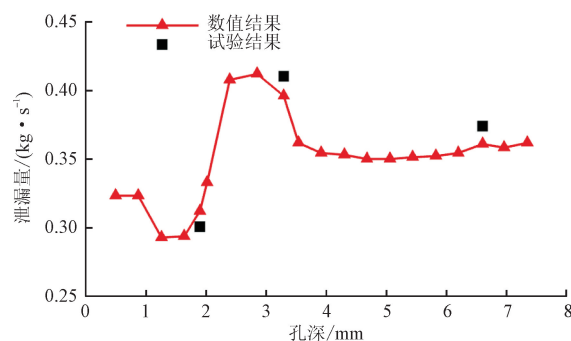
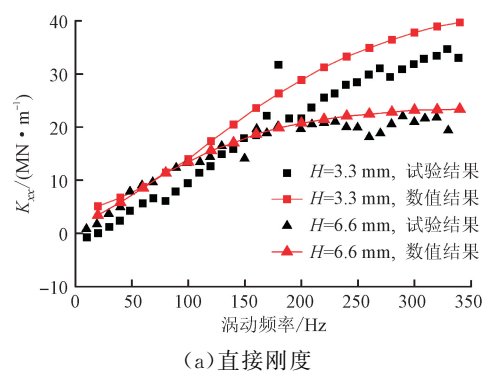
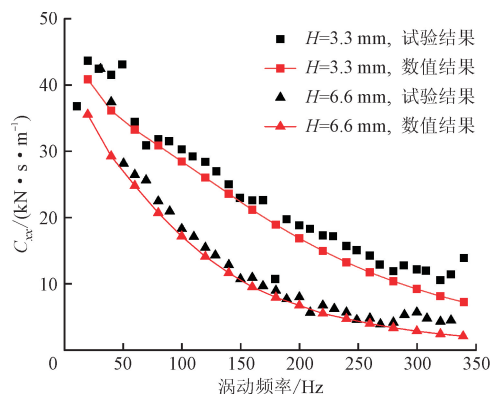


图6 孔型密封泄漏量数值结果与试验测试结果

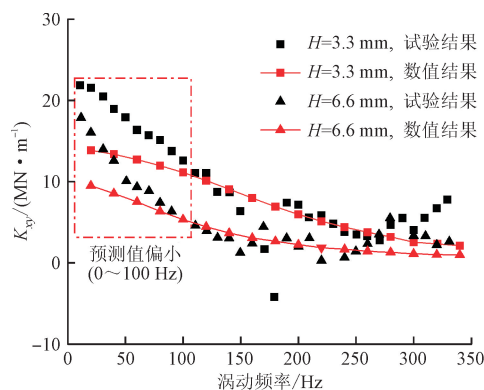
Fig. 6 Numerical prediction results and test results of seal leakage flow rate



(a) 直接刚度



(b) 直接阻尼



(c) 交叉刚度

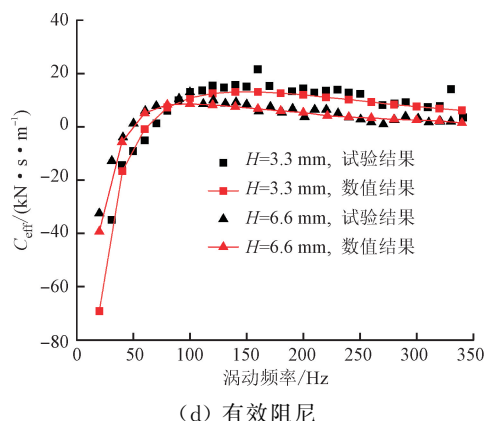


图7 孔型密封频率相关转子动力学系数试验与数值结果
Fig.7 Numerical prediction results and test results of rotordynamic force coefficients

2 结果和讨论

2.1 泄漏特性

为了探究孔深对密封泄漏性能的影响规律,本文计算分析了不同孔深下孔型密封($D=3.175$ mm)的泄漏流量。如图6所示,随着孔深增加,密封泄漏量在 $H=0.4\sim 1.25$ mm时首先下降约9.4%,在 $H=1.25\sim 2.75$ mm时迅速增加(约40.4%),最后当 $H>2.75$ mm时,泄漏量再次下降并逐渐趋于稳定。一般来说,较小的孔深($H=0.4\sim 2.0$ mm)对于孔径为3.175 mm的密封来说具有更好的密封能力,当 $H=1.25$ mm时,泄漏流量达到最小值。

文献[24]的数值结果已经证明,孔型密封的泄漏流量受到孔径与孔深的综合影响。因此,为了从泄漏性能的角度确定孔深的详细设计准则,还必须考虑孔径的影响。在本文中,对3种不同孔径($D=2.0, 3.175, 5.0$ mm)的孔型密封在连续变化孔深下的泄漏流量进行了数值计算,并引入了深径比 A_r 的概念。

图8展示了上述孔径下孔型密封的泄漏流量与 A_r 的关系。由图可知,对于不同孔径的孔型密封,其泄漏流量随 A_r 的变化趋势一致:在 $A_r=0.1\sim 0.5$ 时,泄漏流量首先适度下降(约15%),在 $A_r=0.5\sim 0.8$ 时显著增加(>30%),最终当 $A_r>0.8$ 时,泄漏流量再次下降,并最终稳定在某一值附近。需要注意的是,在本文所计算的不同孔径的工况中,孔型密封的泄漏流量均在 $A_r=0.4\sim 0.5$ 时达到最小值。

图6和图8表明,在确定最佳孔深时,需要综合考虑孔径和孔深的耦合效应。深径比 A_r 是影响不

同孔径孔型密封封严性能的决定性因素,当 $A_r=0.4\sim 0.5$ 时,密封泄漏流量最小。

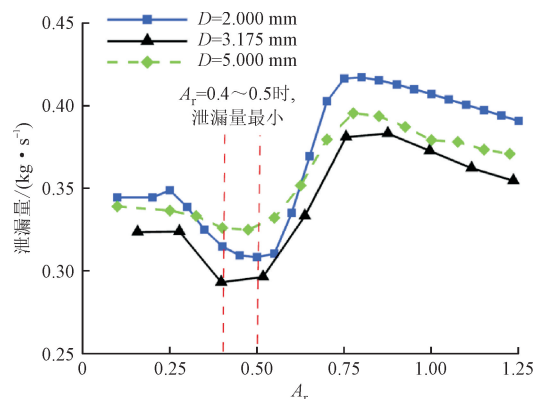


图8 不同孔径的孔型密封泄漏量随孔深变化趋势
Fig.8 Seal leakage flow rate versus hole depth for HPS with different hole diameters

孔型密封的泄漏流量在很大程度上取决于孔腔内的流场结构。图9给出了孔型密封($D=3.175$ mm, $H=1.25$ mm)孔腔子午面上的流场。如图9所示,当工质流体通过密封的间隙区域时,由于流通面积突然减小又突然增大,会引起显著的泄漏射流。射流冲击下游孔腔壁面并产生分离线,其一部分进入孔腔形成漩涡,耗散流体动能,另一部分直接进入下游间隙区域。图9中展示的 α 角代表轴向与分离线之间的角度, α 越大,动能传递系数越小,意味着密封能力越好。此外,孔腔内漩涡尺寸越大,代表动能耗散作用越强,可以提高密封封严性能。

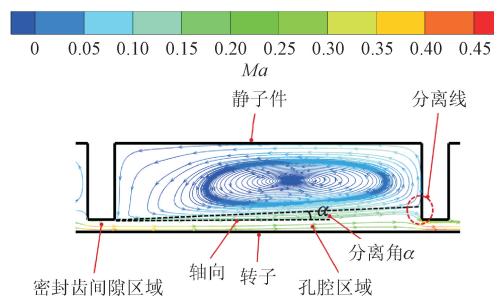


图9 密封孔腔子午面流场
Fig.9 Typical flow field on the meridional plane of hole cavity for hole-pattern seal

为了解释图8中泄漏流量随 A_r 的变化趋势,图10给出了 $A_r=0.1, 0.3, 0.45, 0.7, 1.0$ 时孔型密封轴向最后一个孔腔子午面上的详细流场。由图10可知,孔腔内部漩涡尺寸随 A_r 的增加而增大(增大腔内流体动能耗散,有利于减小泄漏量),但其分离角则随 A_r 的增加而减小(上下游相邻密封间隙的动

能输运即透气效应增强,不利于减小泄漏量);漩涡尺寸和分离角对密封泄漏量的影响表现出相反的趋势。这解释了孔型密封泄漏量随 A_r 的复杂变化趋势。当 A_r 从 0.1 增加到 0.3 时,孔腔内漩涡尺寸迅速增加并逐渐占据整个腔体,增强了动能耗散作用,此时漩涡尺寸对泄漏量的影响占主导地位,从而导致泄漏量降低;当 A_r 为 0.3~0.45 时,漩涡已充满孔腔,尺寸仅随孔腔尺寸变化,而分离角则随 A_r 增加而继续减小,在这一阶段,漩涡尺寸发展受到限制,其对密封泄漏量的影响与分离角相当,导致密封泄漏量变化较小,维持在较小值附近;当 A_r 从 0.45 增加到 0.7 时,分离角 α 明显减小,导致动能输运系数增加,漩涡尺寸受到孔腔空间限制发展较为缓慢,此时分离角的影响占主导地位,导致泄漏量增加;最后,当 $A_r > 0.7$ 时,分离角极小且基本稳定(约为 1.3°),此时仅漩涡尺寸随孔腔缓慢增大,密封泄漏量再次逐渐减小。

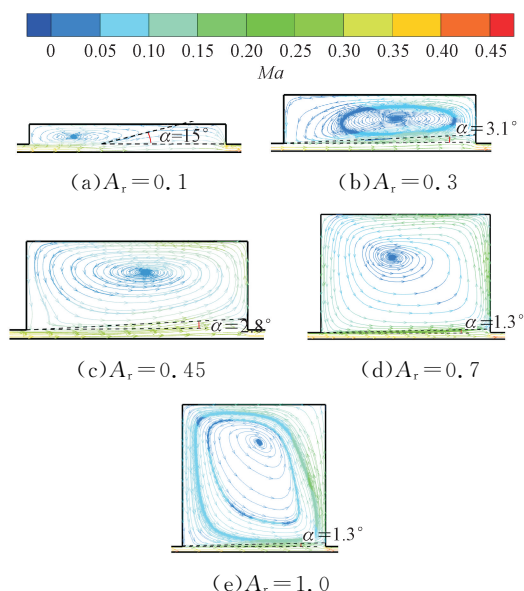


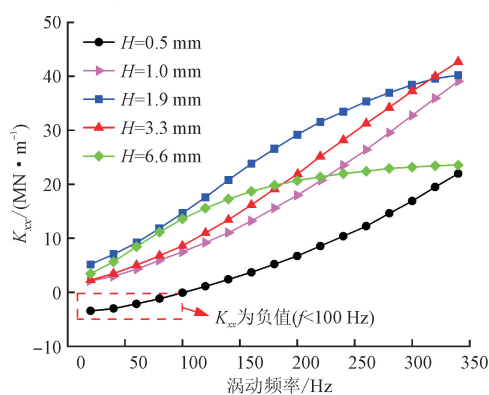
图 10 不同 A_r 下孔型密封轴向末尾孔腔子午面流场

Fig. 10 Flow field on the meridian plane of axially last hole cavity for HPS with different aspect ratios

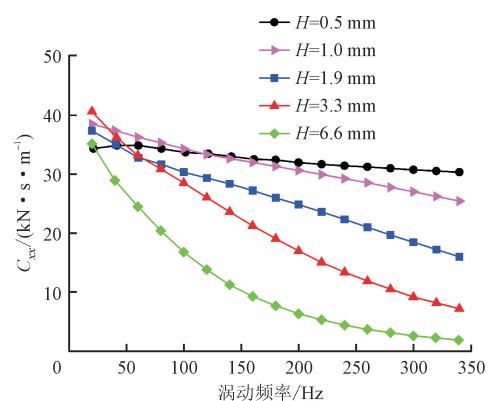
2.2 动力学特性

Childs 等阐明了当 $H=1.9\sim 6.6$ mm 时($D=3.175$ mm),孔深对孔型密封转子动力学特性的影响^[23]。然而,其未关注浅孔深时孔型密封的动力学性能。此外,图 6 和图 8 的结果表明,较小的孔深($H=0.4\sim 2.0$ mm)会导致较低的泄漏流量。因此,有必要了解小孔深对孔型密封的影响规律。本文研究了在有、无进口预旋工况时,小孔深孔型密封($H=0.5, 1.0$ mm)的转子动力学特性,并与大孔深工况($H=1.9, 3.3, 6.6$ mm)进行了对比。

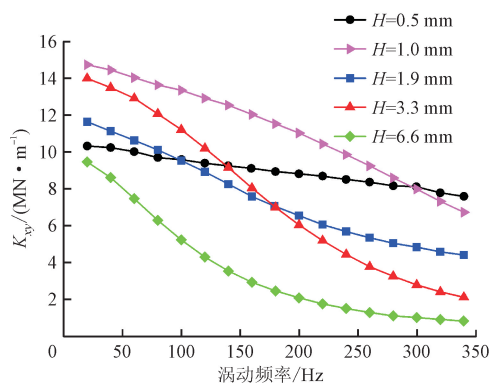
图 11 展示了在无进口预旋条件下,不同孔深孔型密封($H=0.5, 1.0, 1.9, 3.3, 6.6$ mm, $A_r=0.15\sim 2.1$, $D=3.175$ mm)的转子动力学系数与涡动频率的变化关系。其中,直接刚度随涡动频率的增大而增加,直接阻尼和交叉刚度则随涡动频率的增大而减小;随着孔深增大,密封直接阻尼和有效阻尼均显著降低,这说明小孔深孔型密封具有更好的动力学稳定性能。需要注意的是,密封直接刚度随孔深的变化呈现非线性趋势,且随孔深增大先增加后减小。总而言之,对于零入口预旋条件,最小的孔深($H=0.5$ mm)具有更好的动力学稳定性能,但会导致直接刚度显著降低(甚至在涡动频率较低时为负直接刚度),这会显著影响转子系统的固有频率。



(a) 直接刚度



(b) 直接阻尼



(c) 交叉刚度

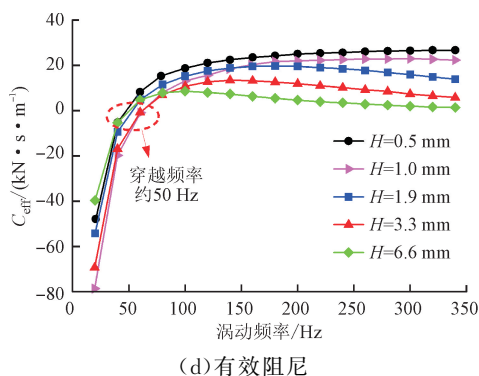


图 11 无入口预旋时孔型密封频率相关转子动力学系数
Fig. 11 Rotordynamic force coefficients versus vibration frequency without inlet preswirl

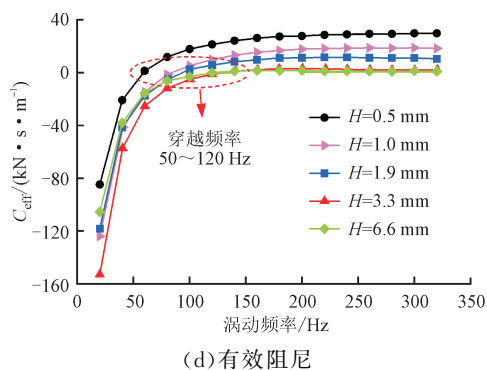
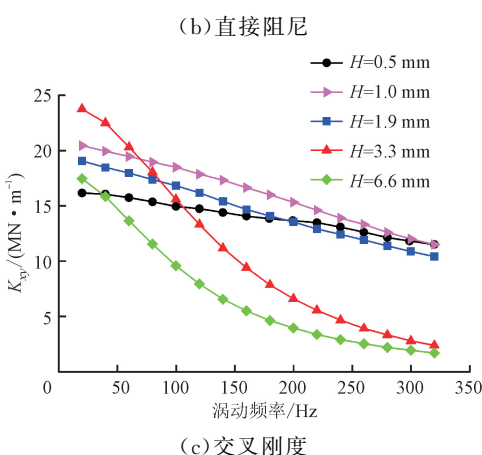
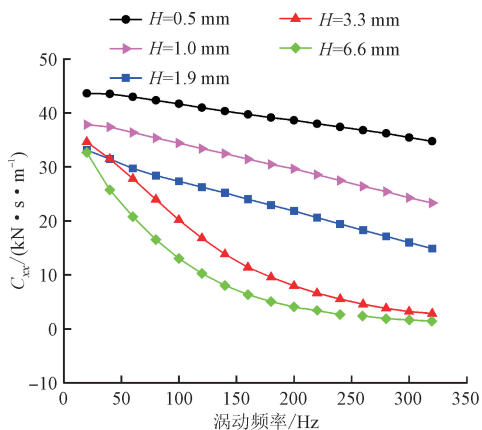
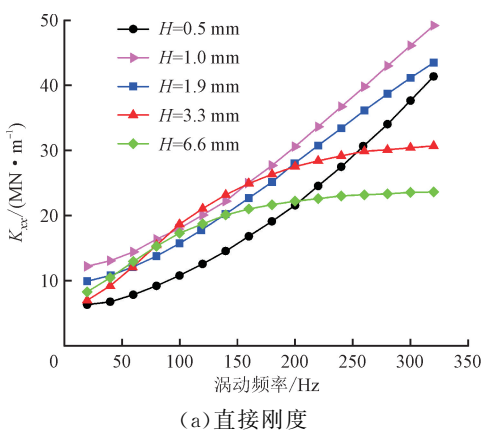


图 12 正入口预旋时孔型密封频率相关转子动力学系数
Fig. 12 Rotordynamic force coefficients versus vibration frequency with positive inlet preswirl



在旋转机械的实际运行工况中,由于上游转子、叶片旋转等方面的影响,密封进口处往往会有较大的预旋。因此,为了获得实际进口预旋工况下密封转子动力学特性,图 12 展示了在有进口预旋条件下 ($\mu_o=0.5$),不同孔深的孔型密封转子动力特性随涡动频率的变化关系。如图 12(a)所示,在整个涡动频率范围内,所有孔深工况下的直接刚度均为正值,在 $f>160$ Hz 时随孔深增大而减小 ($H=0.5$ mm 除外),而在涡动频率较低时孔深对直接刚度的影响较小。如图 12(b)和 12(d)所示,直接阻尼和有效阻尼均随孔深减小而增加,特别是在较高的涡动频率范围内 (160~340 Hz),当 $H=0.5$ mm 时,观察到最大的直接阻尼和有效阻尼。对于交叉刚度,其值随孔深的增大先减后增,且对于小孔深孔型密封 ($H=0.5, 1.0$ mm),交叉刚度表现出较弱的频率依赖性。与图 11 相比,当存在进口预旋时,不同孔深工况下密封的交叉刚度均显著增大,且会增加有效阻尼穿越频率,缩小了密封稳定工作的频率范围。

图 11 和图 12 的结果表明,在无进口预旋和有进口预旋工况下,小孔深 ($H=0.5, 1.0$ mm) 的孔型密封均具有最大的直接阻尼和有效阻尼,有利于转子系统的稳定性。但在确定最佳孔深时,还应考虑运行过程中污染物沉积、腐蚀磨损等因素对孔深的影响 (孔深减小),应避免选择过小的孔深。因此,从密封动力学稳定性角度来看,对于 $D=3.175$ mm 的孔型阻尼密封而言, $H=1.0$ mm 为最佳设计方案。

2.3 腔室动态压力和旋流发展

为了解释密封转子动力学系数随孔深变化的原因,对孔腔内动态压力和间隙内旋流比进行了分析。

图 13 给出了孔型密封的双控制体模型。由图可知,孔型密封的流动区域由两部分组成,分别为

CV I(代表密封间隙区域)和 CV II(代表孔腔区域), m 为两区域各方向的动态质量。在本文所采用的涡动模型中,转子在 y 方向上周期性涡动,导致 CV I 的体积和压力随时间周期性变化。对于 CV II,其控制体积保持不变,但其压力会因 CV I 的流入或流出而发生变化。CV I 和 CV II 的时变压力变化会对密封转子产生相应的力,即流体激振力。因此,动态压力的幅值可以用来表示流体激振力的大小。

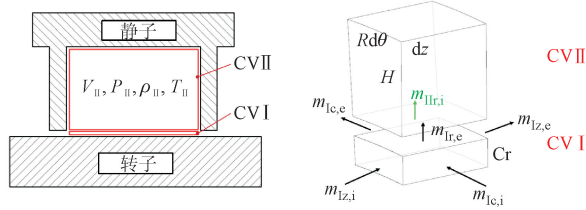


图 13 孔型密封双控制体模型

Fig. 13 Two control-volume model of hole-pattern seal

当密封转子绕中心位置进行小位移涡动时, CV II 的时变压力和流体质量可表示为

$$P_{II}(t) = \bar{P}_{II} + p_{II}(t) \quad (7)$$

$$M_{II}(t) = \bar{M}_{II} + m_{II,r,e}(t) \quad (8)$$

式中: $\bar{P}_{II}$ 为稳态压力; $p_{II}(t)$ 为动压; $M(t)$ 为时变流体质量; $\bar{M}_{II}$ 为稳态流体质量; $m_{II,r,e}(t)$ 为流入或流出的动态质量。

对于 CV II, 其状态参数满足气体方程如下

$$P_{II}(t) = \rho_{II}(t)RT_{II} = \frac{M_{II}(t)}{V_{II}}RT_{II} \quad (9)$$

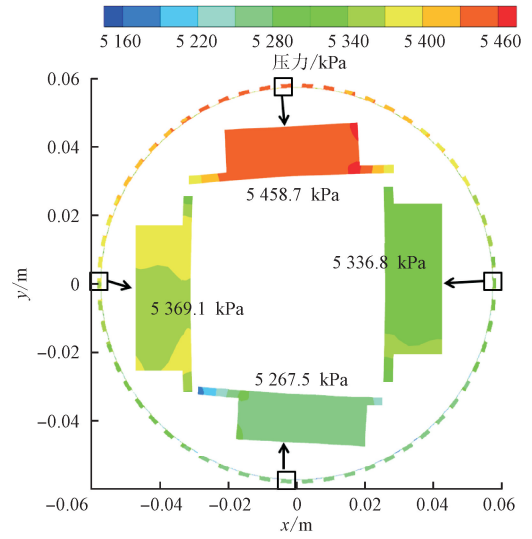
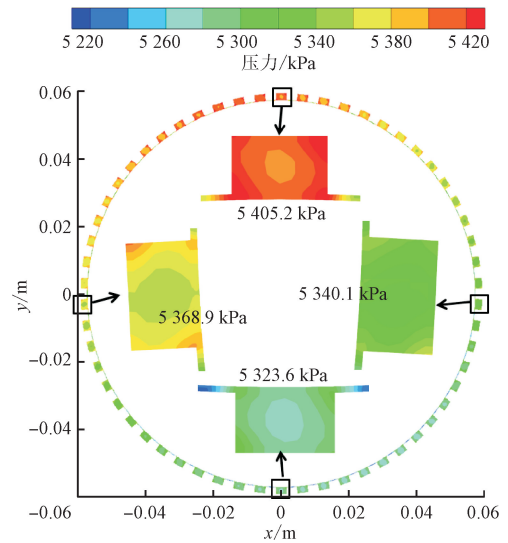
式中: ρ_{II} 为气体密度; R 为气体常数; T_{II} 为温度; V_{II} 则代表 CV II 的控制容积。

将式(7)、(8)代入式(9), 可得到

$$P_{II}(t) = RT_{II} \frac{m_{II,r,e}(t)}{V_{II}} = RT_{II} \frac{m_{II,r,e}(t)}{Hr d\theta dz} \quad (10)$$

式中: H 代表控制体的高度, 即孔深; r 为密封半径。

式(10)的表达式说明动压 $p_{II}(t)$ 与 H 相关, 一般而言, H 越小, 动压幅值越大, 即流体激振力越大, 刚度和阻尼系数也随之增大。图 14 和图 15 给出了 $H = 1.9, 3.3$ mm 时孔型密封在 y 方向涡动位移最大时刻孔腔中部截面的压力分布云图。由图可知, 由于转子沿 y 轴涡动, 该方向上的流体会受到更强烈的压缩和膨胀, 因此 y 方向上孔腔的压力振幅更大。如图 14 和图 15 所示, $H = 1.9$ mm 的孔型密封的压力周向不均匀分布更为明显, 这与前面的理论分析一致, 说明 $H = 1.9$ mm 的孔型密封比 $H = 3.3$ mm 的密封具有更大的刚度和阻尼系数。

图 14 $H = 1.9$ mm 孔型密封孔腔中部横截面的静压分布Fig. 14 Static pressure distribution on the cross section through the middle of hole cavity for HPS with $H = 1.9$ mm图 15 $H = 3.3$ mm 孔型密封孔腔中部横截面的静压分布Fig. 15 Static pressure distribution on the cross section through the middle of hole cavity for HPS with $H = 3.3$ mm

由式(10)可知, 动压 $p_{II}(t)$ 也与 $m_{II,r,e}(t)$ 有关, 对于小孔深 ($H = 0.5$ mm) 工况, 由于孔深较小, 孔腔顶壁和间隙区域非常接近, 限制了孔腔区域流体的径向流动, 导致 $m_{II,r,e}(t)$ 较小。受此影响, 小孔深的孔型密封动压幅值较小, 这也是 $H = 0.5$ mm 的密封在图 11 和图 12 中直接刚度最小的原因。

密封间隙内较大的周向旋流会显著增加交叉刚

度,进而引起较大的周向流体激振力,不利于转子系统的稳定。因此,本节引入了旋流比 μ (流体周向速度与转子表面速度之比)来解释交叉刚度随孔深的变化趋势。

在5种孔深($H=0.5, 1.0, 1.9, 3.3, 6.6$ mm),有、无正进口预旋条件下,孔型密封间隙区域平均旋流比随轴向位置的变化见图16。当无进口预旋时,旋流比沿轴向位置迅速增大,且在下游区域保持恒定。在正进口预旋条件下,旋流比沿轴向位置迅速减小,并同样在下游区域稳定。当 $H=0.5\sim 1.9$ mm时,间隙内旋流比随孔深的增加而增大;而当 $H=3.3, 6.6$ mm时,间隙内旋流比相近且均小于 $H=1.0$ mm工况。一般而言, $H=1.0, 1.9$ mm时的孔型密封具有相对更大的旋流比,其孔腔抑制周向旋流的能力较弱,这与图11(c)和图12(c)中 $H=1.0, 1.9$ mm工况下密封较大的交叉刚度相对应。

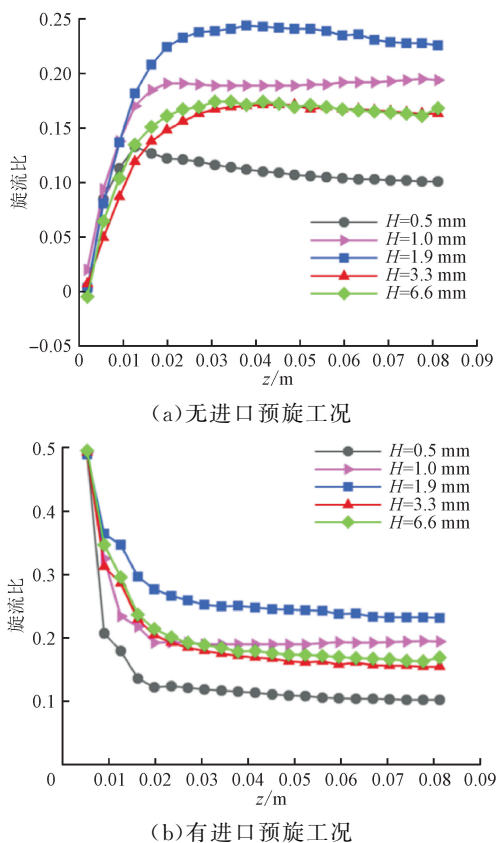


图16 孔型密封间隙内沿轴线的旋流比分布

Fig. 16 Swirl ratio distribution along the axial line in seal clearance for HPS

3 结 论

在孔型阻尼密封的实际设计过程中,孔深是几

何设计的关键参数之一,合适的孔深方案可以在保证密封封严性能的同时显著提升转子系统的动力学稳定性,扩大转子稳定工作的频率范围。因此为了研究孔深对孔型密封泄漏和转子动力特性的影响,确定最佳孔深方案,本文在无进口预旋和有进口预旋条件下($\mu_0=0, 0.5$),对不同孔深孔型密封的泄漏量和频率相关转子动力学特性系数进行了数值预测,得到的结论如下。

(1)深径比 A_r 是决定孔型密封泄漏特性的决定性几何参数。对于不同孔径($D=2.0\sim 5.0$ mm)的孔型密封,其泄漏流量随 A_r 的变化趋势相同,在 $A_r=0.4\sim 0.5$ 时达到最小值。孔腔内的漩涡尺寸和分离角 α 解随孔深的变化规律共同决定了孔型密封泄漏量。

(2)在有、无进口预旋下,在整个涡动频率范围内($20\sim 340$ Hz),孔型阻尼密封直接阻尼和有效阻尼均随孔深的减小而显著增大;有进口预旋时,孔型阻尼密封直接刚度随孔深增大而减小(最小孔深 $H=0.5$ mm除外),尤其是在高频区($f>160$ Hz);进口预旋使孔型密封交叉刚度显著增大,有效阻尼显著减小。

(3)在叶轮机械实际运行过程中,主要关注密封的封严性和稳定性两方面。若从密封封严性能角度考虑, $A_r=0.4\sim 0.5$ 是最佳孔深方案,此时不同孔径的密封泄漏量均达到最小值;若从密封动力学稳定性考虑,孔深越小,孔型阻尼密封动力学稳定性越优,但在确定最佳孔深时,需考虑污染物沉积、腐蚀磨损对孔深的影响,避免选择过小的孔深($H\geq 1.0$ mm)。

参考文献:

- [1] ARMSTRONG J, PERRICONE F. Turbine instability solution-honeycomb seals [C]//25th Turbomachinery Symposium. College Station, USA: Texas A & M University, 1996: 47-56.
- [2] LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Numerical investigations on the leakage and rotordynamic characteristics of pocket damper seals; Part I effects of pressure ratio, rotational speed, and inlet preswirl [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(3): 032503.
- [3] ZEIDAN F Y, PEREZ R X, STEPHENSON E M. The use of honeycomb seals in stabilizing two centrifugal compressors [C]//22nd Turbomachinery Symposium. College Station, USA: Texas A & M University, 1993: 3-16.
- [4] VANCE J M, SCHULTZ R R. A new damper seal for

- turbomachinery [C]//ASME 1993 Design Technical Conferences. New York, USA: ASME, 1993: 139-148.
- [5] CHILDS D W, MOYER D S. Vibration characteristics of the HPOTP (high-pressure oxygen turbopump) of the SSME (space shuttle main engine) [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1985, 107(1): 152-159.
- [6] YU Z, CHILDS D W. A comparison of experimental rotordynamic coefficients and leakage characteristics between hole-pattern gas damper seals and a honeycomb seal [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1998, 120(4): 778-783.
- [7] MOORE J J, WALKER S T, KUZDZAL M J. Rotor-dynamic stability measurement during full-load, full-pressure testing of a 6000 psi reinjection centrifugal compressor [C]//31st Turbomachinery Symposium. College Station: Texas A & M University, 2002: 29-38.
- [8] YAN Xin, HE Kun, LI Jun, et al. Numerical investigations on rotordynamic characteristic of hole-pattern seals with two different hole-diameters [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2015, 137(7): 071011.
- [9] VANNARSDALL M, CHILDS D W. Static and rotordynamic characteristics for a new hole-pattern annular gas seal design incorporating larger diameter holes [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, 136(2): 022507.
- [10] 晏鑫, 李军, 丰镇平. 孔型气体密封转子的动力特性研究 [J]. *动力工程*, 2009, 29(1): 31-35.
YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping. Research on dynamic characteristics of the rotor with annular seal of hole-pattern [J]. *Journal of Power Engineering*, 2009, 29(1): 31-35.
- [11] KLEYNHANS G F, CHILDS D W. The acoustic influence of cell depth on the rotordynamic characteristics of smooth-rotor/honeycomb-stator annular gas seals [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1997, 119(4): 949-956.
- [12] 李志刚, 李军, 丰镇平. 进口防旋板对孔型密封非定常气流激振特性的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2016, 50(1): 16-21.
LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Effect of swirl brakes on unsteady flow excitation characteristics of hole-pattern seal [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2016, 50(1): 16-21.
- [13] 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.
- [14] CHOCHUA G, SOULAS T A. Numerical modeling of rotordynamic coefficients for deliberately roughened stator gas annular seals [J]. *Journal of Tribology*, 2007, 129(2): 424-429.
- [15] 晏鑫, 李军, 丰镇平. Bulk Flow 方法分析孔型密封转子动力特性的有效性 [J]. *西安交通大学学报*, 2009, 43(1): 24-28.
YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping. Validation of two-control-volume bulk flow method for rotordynamic characteristics of hole-pattern seals [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2009, 43(1): 24-28.
- [16] SHIN Y S. Modifications to a two-control-volume, frequency dependent, transfer-function analysis of hole-pattern gas annular seals [D]. College Station: Texas A & M University, 2007.
- [17] CHILDS D W, KIM C H. Analysis and testing for rotordynamic coefficients of turbulent annular seals with different, directionally-homogeneous surface-roughness treatment for rotor and stator elements [J]. *Journal of Tribology*, 1985, 107(3): 296-305.
- [18] CHILDS D W, KIM C H. Test results for round-hole-pattern damper seals: optimum configurations and dimensions for maximum net damping [J]. *Journal of Tribology*, 1986, 108(4): 605-609.
- [19] CHILDS D W, NOLAN S A, KILGORE J J. Additional test results for round-hole-pattern damper seals: leakage, friction factors, and rotordynamic force coefficients [J]. *Journal of Tribology*, 1990, 112(2): 365-371.
- [20] 张子涵, 陈涛文, 李志刚, 等. 孔的排布方式对孔型阻尼密封泄漏特性和动力学性能影响研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2024, 58(4): 75-84.
ZHANG Zihan, CHEN Taowen, LI Zhigang, et al. Effect of hole arrangement modes on the leakage and rotordynamic characteristics of hole-pattern seals [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2024, 58(4): 75-84.
- [21] CHILDS D W, WADE J. Rotordynamic-coefficient and leakage characteristics for hole-pattern-stator annular gas seals: measurements versus predictions [J]. *Journal of Tribology*, 2004, 126(2): 326-333.
- [22] BROWN P D, CHILDS D W. Measurement versus predictions of rotordynamic coefficients of a hole-pattern gas seal with negative preswirl [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2012, 134(12): 122503.
- [23] CHILDS D W, ARTHUR S, MEHTA N J. The impact

- of hole depth on the rotordynamic and leakage characteristics of hole-pattern-stator gas annular seals [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, 136(4): 042501.
- [24] 方志, 李志刚, 李军. 孔型几何参数对孔型密封泄漏和鼓风加热特性影响研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2019, 53(1): 135-141.
- FANG Zhi, LI Zhigang, LI Jun. Investigation on the effects of hole geometrical parameters on leakage and windage heating characteristics of hole-pattern seals [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2019, 53(1): 135-141.
- [25] 方志, 李志刚, 李军. 孔型参数对流体孔型密封泄漏特性和转子耗功的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(9): 81-88.
- FANG Zhi, LI Zhigang, LI Jun. Effects of hole depth and diameter on the leakage characteristics and rotor power loss of liquid hole-pattern seals [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(9): 81-88.
- (编辑 杜秀杰)