

高参数贯通式袋型阻尼密封动力特性

赵琳慧, 张万福, 周庆辉, 张乃丹, 李 春
(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘 要: 采用计算流体力学方法建立贯通式袋型阻尼密封(FPDS)三维数值计算模型, 基于多频椭圆涡动轨迹的密封动力特性求解方法研究了高进口压力、转速及预旋比对 FPDS 动力特性的影响。结果表明: 保持进口压力为 7 MPa 不变, 随压比的增加, 有效阻尼增加, 穿越频率逐渐减小; 压比为 7 时, 有效阻尼随进口压力增加而急剧增大, 进口压力为 7 MPa 时有效阻尼约为进口压力为 0.69 MPa 的 10.26 倍, 系统稳定性增强显著。当转子转速为 25 000 r/min 时, 较转速为 5 000 r/min, 穿越频率可增加约 62.2 Hz, 有效阻尼约降低 28.5%, 交叉刚度增长约 6.94 倍, 高转速严重影响系统稳定, 但转速增大有利于在腔室内形成旋涡, 降低密封泄漏。当预旋比为 0 时, 系统最稳定, 当增加到预旋比为 0.8, 交叉刚度约增长 4.84 倍, 穿越频率约增加 24.9 Hz, 有效阻尼下降, 导致系统稳定性降低。

关 键 词: 贯通式袋型阻尼密封; 计算流体力学; 有效阻尼; 动力特性; 稳定性
中图分类号: V233.5 **文献标志码:** A

Dynamic characteristics of fully-partitioned pocket damper seal working with high parameters

ZHAO Linhui, ZHANG Wanfu, ZHOU Qinghui, ZHANG Naidan, LI Chun
(School of Energy and Power Engineering,
University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: The three-dimensional numerical model of fully-partitioned pocket damper seal (FPDS) was established by computational fluid dynamics method. The effects of high inlet pressure, rotational speed and preswirl ratio on the dynamic characteristics of FPDS were studied based on multiple-frequencies elliptic whirling orbits. Results showed that keeping the inlet pressure 7 MPa, the effective damping increased and the crossover frequency decreased with the increasing pressure ratio. For pressure ratio 7, the effective damping increased sharply with the increasing inlet pressure. For inlet pressure 7 MPa, the effective damping was about 10.26 times that of inlet pressure 0.69 MPa, and the system stability was enhanced. Compared with the rotor rotational speed 5 000 r/min, the crossover frequency increased by about 62.2 Hz for rotor rotational speed 25 000 r/min, the effective damping decreased by about 28.5%, and the cross-coupled stiffness increased by about 6.94 times. However, the increase of rotational speed caused vortex in the cavity, which was conducive to reducing the leakage flowrate. The system stability performed best for the preswirl ratio 0. When preswirl ratio increased to 0.8, the cross-coupled stiffness increased by about 4.84 times, and the crossover frequency increased by 24.9 Hz. The effective damping decreased, resulting in the decrease of system stability.

收稿日期: 2022-04-15

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

作者简介: 赵琳慧(1997—), 女, 硕士生, 主要研究领域为透平机械密封动力学。

通信作者: 张万福(1986—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要研究领域为转子动力学与密封动力学。E-mail: wfzhang@usst.edu.cn

引用格式: 赵琳慧, 张万福, 周庆辉, 等. 高参数贯通式袋型阻尼密封动力特性[J]. 航空动力学报, 2024, 39(1): 20220213. ZHAO Linhui, ZHANG Wanfu, ZHOU Qinghui, et al. Dynamic characteristics of fully-partitioned pocket damper seal working with high parameters[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(1): 20220213.

Keywords: fully-partitioned pocket damper seal; computational fluid dynamics; effective damping; dynamic characteristics; stability

旋转动密封广泛应用于泵、压缩机及航空发动机等透平机械,以减小工质泄漏,对于提升透平机械工作效率具有重要意义^[1-2]。同时,旋转动密封易产生引起转子振动和系统失稳的流体激励力^[3],研究表明不断提高的工质参数是导致密封内气流力增大、产生气流激励问题的主要原因^[4]。随工业飞速发展,同时透平机械为进一步节能增效,逐渐向高参数方向发展^[5],我国现有 1 350 MW 超超临界汽轮机组进气压力已提高至 31.1 MPa^[6]。因此,开展高参数下密封动力学特性研究对于机组的安全与稳定运行具有重要意义。

近年,袋型阻尼密封^[7]由于具有良好的阻尼特性得到了广泛研究,传统袋型阻尼密封(PDS)是由 Vance 等^[8]于 1991 年提出,该密封的一系列周向挡板可以有效降低周向环流,与传统迷宫密封相比可提供更大的阻尼。Vance 等^[9]通过实验对比 PDS 和迷宫密封,实验表明 PDS 拥有更大的直接阻尼并且具有防止回流的作用。Shultz^[10]通过实验也验证了 PDS 具有更大的阻尼。为了获得更好的阻尼特性,Li 等^[11]对 PDS 进行改进,提出贯通式袋型阻尼密封(FPDS)结构并开展实验研究(最大进口压力为 2.03 MPa,最大转速为 12 000 r/min),FPDS 与传统 PDS 相比具有更高的阻尼和直接刚度,同时具有更小的泄漏量和更好的稳定性。Ertas 等^[12]将 Gamal 等^[13]实验模型进一步加工成 FPDS,通过实验(最大转速为 15 200 r/min)对比分析,FPDS 直接阻尼更大且转子动力特性受涡动频率影响更显著。Gamal^[14]通过 Bulk Flow 模型计算得到优化后的 FPDS 具有较大的有效刚度和有效阻尼。Ertas 等^[15]将 FPDS 设计为“直通式”FPDS,实验结果表明更改后的密封仍旧能提供较高的有效阻尼,但此种设计会使得 FPDS 存在较大的交叉刚度。李志刚等^[16]利用多频涡动模型(最大进口压力为 2.53 MPa、最大转速为 15 000 r/min)研究 FPDS 隔板数量和腔深对转子动力特性的影响,表明直接阻尼会随着隔板数量的增多而提高。孙丹等^[17]通过数值模拟(进口压力为 0.69 MPa、转速为 15 000 r/min)对比 FPDS 和迷宫密封受转子涡动和振幅的影响。Griebel^[18]通过数值模拟研究计算不同密封齿几何形状和隔板布置形式对 FPDS 泄漏特性和转子动力特性的影响。张万福等^[19]提出一种挡板厚度沿轴向变化实现腔室体积变化的 FPDS 结构(最大进口压

力为 0.99 MPa、最大转速为 25 000 r/min),结果表明渐扩式袋型阻尼密封结构能够有效提高有效阻尼。

上述研究均表明 FPDS 能够为转子系统提供有效的阻尼,但目前的工况参数较低,高参数下 FPDS 动力学性能尚不清晰,美国 Texas A&M University 透平机械实验室也将高参数下 FPDS 动力学性能的实验研究列为 TRC(Turbomachinery Research Consortium)重点项目之一^[20]。因此,为满足工程需求,保障高参数下的大容量高参数透平机械转子系统的稳定运行,研究高参数下 FPDS 动力特性系数具有重要科学意义与工程价值^[21]。

本文基于计算流体力学方法,建立 FPDS 三维数值分析模型,在高运行参数下,研究不同压比、转速及预旋对 FPDS 动力特性的影响规律。

1 数值方法

1.1 密封动力特性系数识别模型

图 1 给出转子绕密封中心做椭圆涡动轨迹示意图,其中 O_1 为定子中心, O_2 为转子中心, n 为转子转速, Ω 为涡动速度。

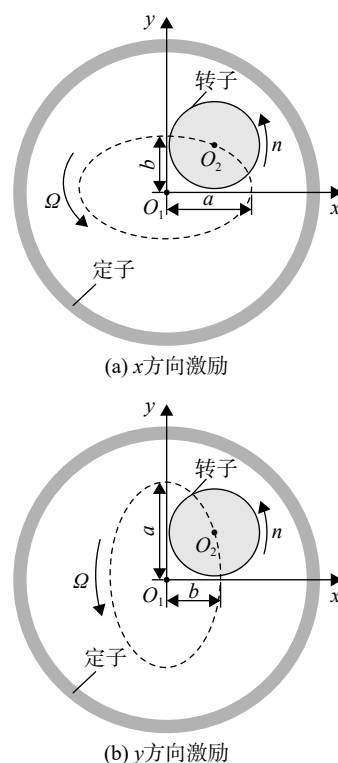


图 1 转子椭圆涡动轨迹模型

Fig. 1 Elliptical whirling orbits of the rotor

密封流体激振力 F_x 、 F_y 可由涡动位移 X 、 Y 和速度 $\dot{X}$ 、 $\dot{Y}$ 线性化表示为^[15]

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 K_{xx} 、 K_{yy} 为直接刚度系数； K_{yx} 、 K_{xy} 为交叉刚度系数； C_{xx} 、 C_{yy} 为直接阻尼系数； C_{yx} 、 C_{xy} 为交叉阻尼系数。

本文基于多频椭圆涡动模型求解密封动力特性系数，分别给定 x 、 y 两个方向激励，则其涡动轨迹可表示为

x 方向激励

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

y 方向激励

$$\begin{cases} X = b \sum_{i=1}^N \cos(\Omega_i t) \\ Y = a \sum_{i=1}^N \sin(\Omega_i t) \end{cases} \quad (3)$$

式中 a 、 b 分别为椭圆轨迹的长半轴和短半轴； Ω_i 为涡动速度。

将式(1)进行快速傅里叶变换，可得

$$-\begin{bmatrix} F_{xx} & F_{yx} \\ F_{xy} & F_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx} & H_{xy} \\ H_{yx} & H_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} D_{xx} & D_{yx} \\ D_{xy} & D_{yy} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中 $H_{mn} = K_{mn} + j(\Omega C_{mn})$ 为密封阻抗系数， $j = \sqrt{-1}$ ，下标 m 表示激励的方向，下标 n 表示流体激振力或转子涡动位移的方向， mn 为 xx 、 xy 、 yx 、 yy ； D_{mn} 为密封位移。

通过式(4)可得密封直接和交叉阻抗系数 H_{mn} ，进而可以得到密封动力特性系数 K_{mn} 、 C_{mn} 。

密封刚度与阻尼系数可由式(5)、式(6)得出

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{yx} \\ K_{xy} & K_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Re}(H_{xx}) & \text{Re}(H_{yx}) \\ \text{Re}(H_{xy}) & \text{Re}(H_{yy}) \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} C_{xx} & C_{yx} \\ C_{xy} & C_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Im}(H_{xx})/\Omega & \text{Im}(H_{yx})/\Omega \\ \text{Im}(H_{xy})/\Omega & \text{Im}(H_{yy})/\Omega \end{bmatrix} \quad (6)$$

为表征转子系统稳定性，定义有效阻尼系数 C_{eff} ^[19]

$$C_{\text{eff}} = C - k/\Omega \quad (7)$$

式中 C 为 x 、 y 方向上 FPDS 的平均直接阻尼系数， k 为交叉刚度。

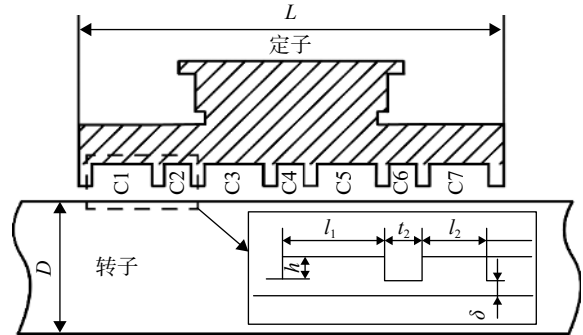
1.2 几何模型

本文以 Erats 等实验^[15] 中 FPDS 为研究对象，表1为 FPDS 主要几何参数，密封总长度为 100.33 mm，转子直径为 170 mm，沿轴向长度分布有 4 个主腔(C1、C3、C5、C7)，3 个副腔(C2、C4、C6)和 8 个齿，其几何结构如图2所示。

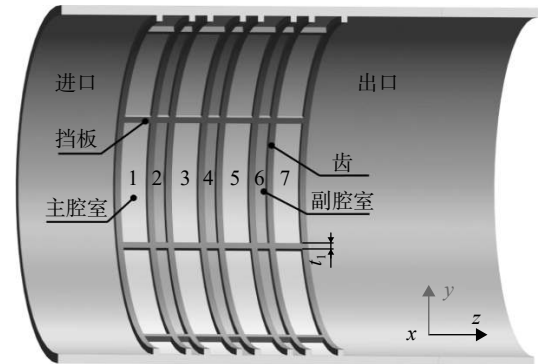
表1 FPDS 几何尺寸

Table 1 Dimensions of the FPDS

参数	数值
密封长度 L/mm	100.33
转子直径 D/mm	170
密封间隙 δ/mm	0.3
挡板厚度 t_1/mm	3.175
齿数 N_1	8
齿厚 t_2/mm	3.175
挡板数 N_2	8
主腔室长度 l_1/mm	13.97
副腔室长度 l_2/mm	6.35
腔室深度 h/mm	3.175



(a) FPDS 二维模型



(b) FPDS 三维模型

图2 FPDS 几何模型

Fig. 2 Geometry model of the FPDS

1.3 边界条件

本文研究了 3 种压比($\pi=p_{in}/p_{out}=7, 3, 2$)、5 种进口预旋比($\lambda=0, 0.3, 0.4, 0.7, 0.8$)及 5 种转速($n=5\ 000, 10\ 000, 15\ 000, 20\ 000, 25\ 000\ \text{r/min}$)下 FPDS 动力特性。应用计算流体力学软件 ANSYS CFX 求解 FPDS 流场,表 2 中给出了边界条件、求解方法及工况参数,工质为空气,采用 $k-\epsilon$ 湍流模型,湍流强度为 5%,固体表面设置为绝热无滑移壁面。在 Erats 实验^[15]基础上,将进口压力由 0.69 MPa 提高至 7 MPa、转速由 15 000 r/min 提高至 25 000 r/min,研究 FPDS 在高参数下的动力特性。

表 2 计算工况参数	
Table 2 Calculation condition parameters	
参数	数值及说明
工质	空气(理想气体)
湍流模型	$k-\epsilon$
壁面属性	绝热,光滑
入口温度 T/K	287
时间步长/s	0.000 1
涡动频率 f/Hz	20, 40, $\dots$, 260, 280
进口压力 p_{in}/MPa	0.69, 7
出口压力 p_{out}/MPa	0.1, 0.241 5, 0.345, 1.05, 2.45, 3.5
压比 π	7, 3, 2
进口预旋比 λ	0, 0.3, 0.4, 0.7, 0.8
转速 $n/10^3\ (\text{r/min})$	5, 10, 15, 20, 25
涡动轨迹	椭圆

1.4 可靠性验证

使用 GAMBIT 建立 FPDS 三维结构化网格模型,图 3 给出了 FPDS 模型流场网格分布,为验证网格无关性,首先建立了 320 万、491 万、650 万及 780 万 4 种不同网格数 FPDS 数值模型,不同网格数下泄漏量如图 4 所示。网格数量为 320 万、491 万、720 万相对于网格数量为 650 万的稳态泄漏量误差分别为 0.34%、0.1%、0.07%,瞬态泄漏量误差为 0.31%、0.08%、0.05%,网格数量超过 650 万后,误差逐渐减小,随着网格数的增加 FPDS 泄漏量变化较小。综合考虑计算资源与精度,确定网格数为 650 万, y^+ 值控制在 44~142 之间。

如图 5 所示,采用数值计算模型所得动力特性系数与实验结果进行对比,可看出:通过数值模拟和实验得到的动力特性系数随涡动频率变化趋势一致,模拟得到的直接刚度和交叉刚度值均高于实验值,在高频下比低频下吻合得更好。直接阻尼和有效阻尼则是实验值略高于模拟值,不

同网格数下的数值计算结果差异较小,实验值与模拟值的穿越频率相当,说明本文数值方法可靠。

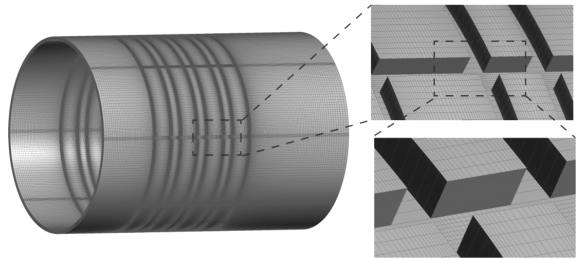


图 3 FPDS 网格分布
Fig. 3 Grid distribution of the FPDS

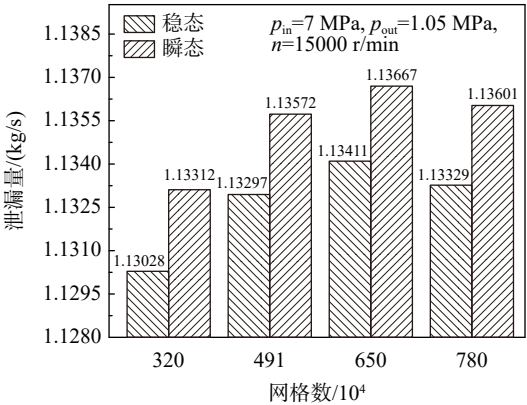
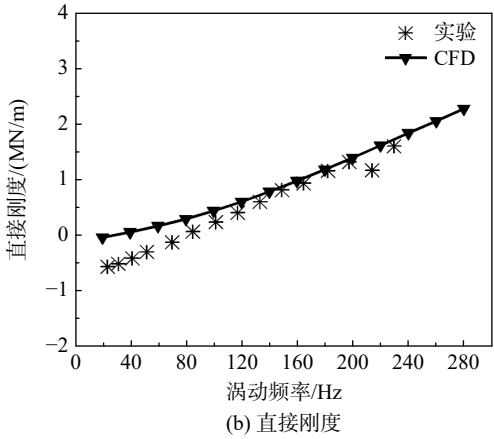
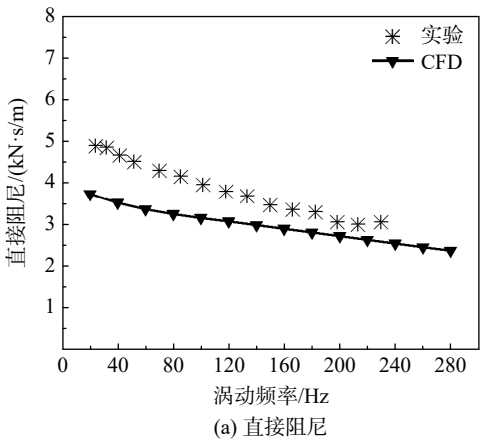


图 4 网格无关性验证
Fig. 4 Grid independent verification



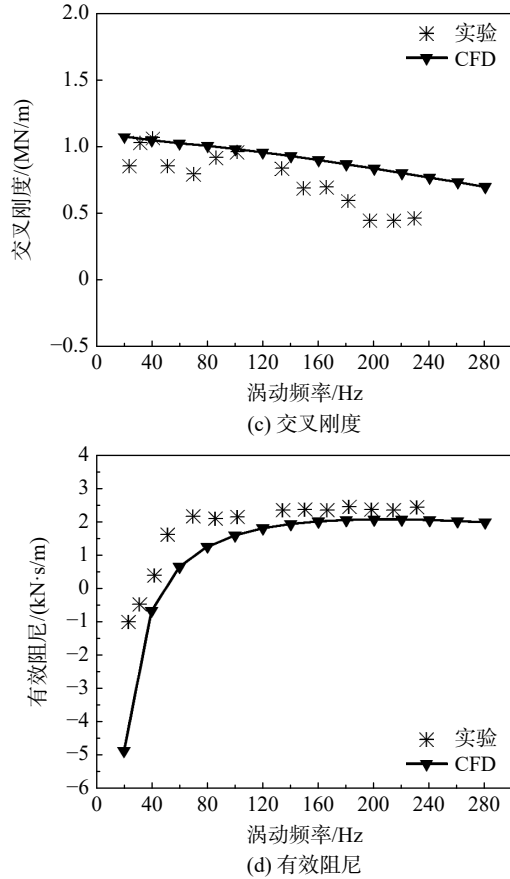


图5 数值计算与实验结果对比

Fig. 5 Comparison of experimental results and CFD results

2 结果与讨论

实际运行过程中,进出口压力的绝对值大小及压比、转速、预旋比等工况的变化都会影响到密封动力学特性,本文以FPDS为研究对象,重点分析高参数($p_{in}=7$ MPa)下不同进出口压比、转速、预旋比对FPDS动力特性影响规律。

2.1 FPDS各腔室动力特性变化

已有研究表明FPDS腔室能形成较大的动态压力,各腔室动态压力相互耦合^[14]。因此,本文首先对密封各腔室(C1~C7)动力特性进行分析,研究沿工质流动方向的分布规律。

图6为 $p_{in}=7$ MPa, $p_{out}=1.05$ MPa, $n=15000$ r/min, $\lambda=0$ 时FPDS各腔室动力特性系数随涡动频率的变化,可以看出:

1) 各腔室直接阻尼均为正值,并随涡动频率升高略微降低,在同一涡动频率下,主腔室(C1、C3、C5、C7)的直接阻尼明显高于副腔室(C2、C4、C6)。

2) FPDS各腔室直接刚度随涡动频率的增加

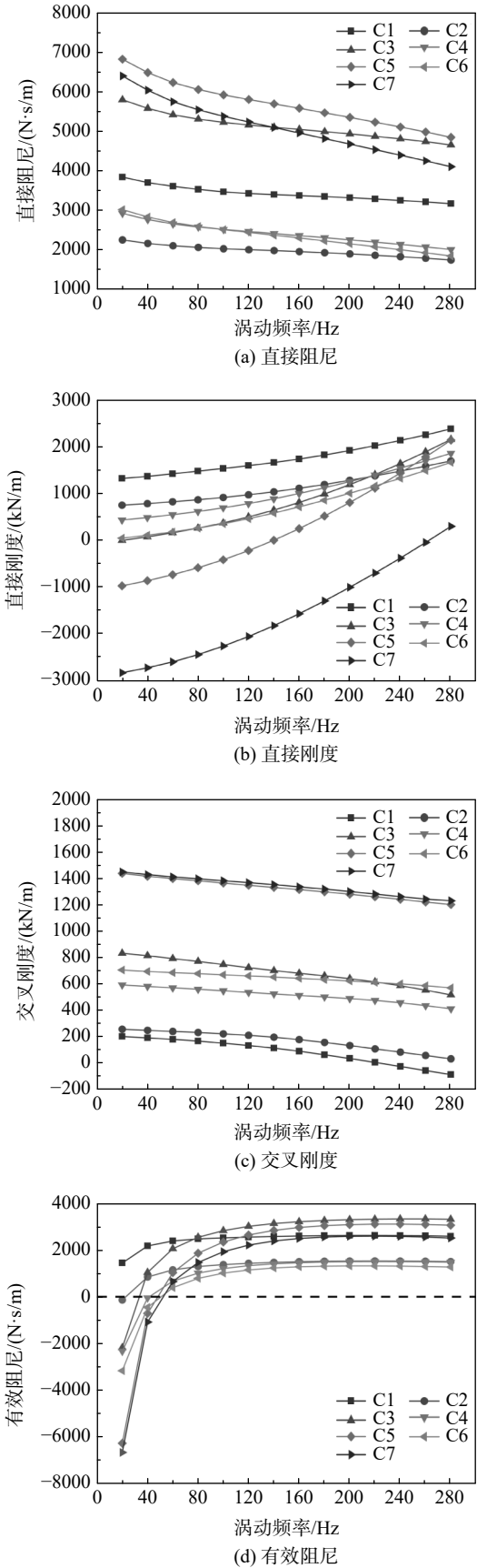


图6 FPDS各腔室动力特性系数随涡动频率的变化

Fig. 6 Dynamic characteristic coefficient varying with whirling frequency of each cavity in FPDS

而增大,值得注意的是,沿流动方向直接刚度逐渐减少至负值,易导致密封静态不稳定。随涡动频率的升高,交叉刚度略显降低,其中主腔室交叉刚度较大最大可达 1.45 MN/m,交叉刚度沿流体流动方向逐渐增大,主腔室交叉刚度明显大于副腔室。

3) 不同腔室有效阻尼在低频($f < 50$ Hz)下随涡动频率升高急剧升高,在涡动频率小于穿越频率(有效阻尼为零时对应的涡动频率)时,有效阻尼为负值,容易使转子失稳,当涡动频率大于穿越频率后有效阻尼增长趋于平缓,整个密封系统有效阻尼主要来自主腔室,约占整个系统有效阻尼的 73.23%。

4) 受腔室内压力和流速变化的影响,各腔室穿越频率变化较大,沿工质流动方向穿越频率逐渐增大,由于直接阻尼增加,交叉刚度降低,穿越频率由 21.85 Hz 增长到 49.5 Hz。根据各腔室穿越频率的大小可针对性对 FPDS 进行优化,为系统提供更大的有效阻尼。

图 7 为 FPDS 流场分布情况,可以看出:密封腔内流体流动较为复杂,主要包括:流体经过密封齿顶间隙时产生的“喷射流”与腔内旋涡状的“中心流”。

流体从 FPDS 进口流经齿间间隙,流体流动截面骤然减小,流速增加,产生射流现象,此时系统内流体压力减小,速度增大,压力能转化为动

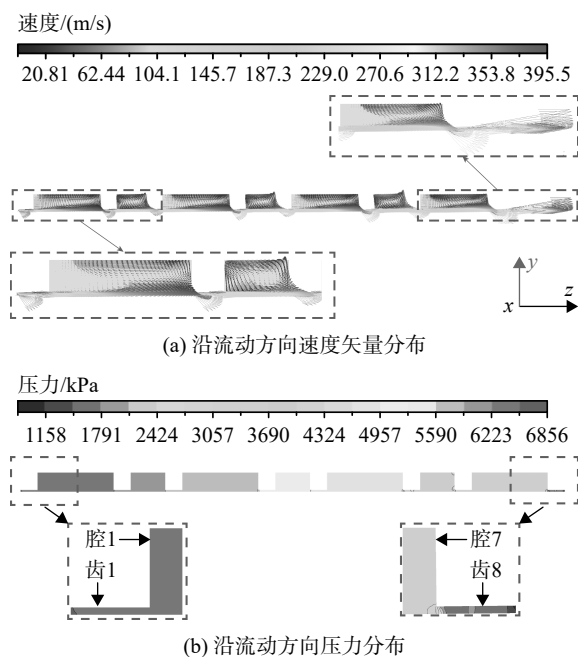


图 7 FPDS 沿流动方向流场特性

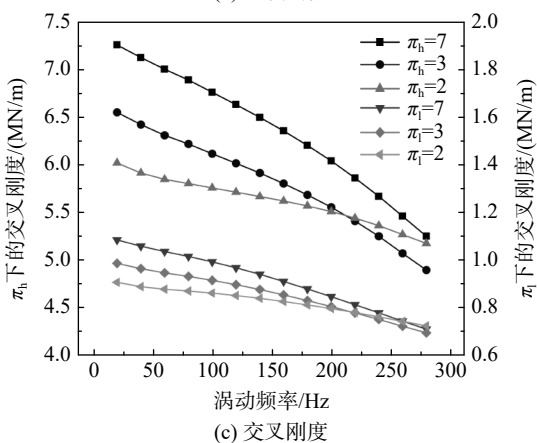
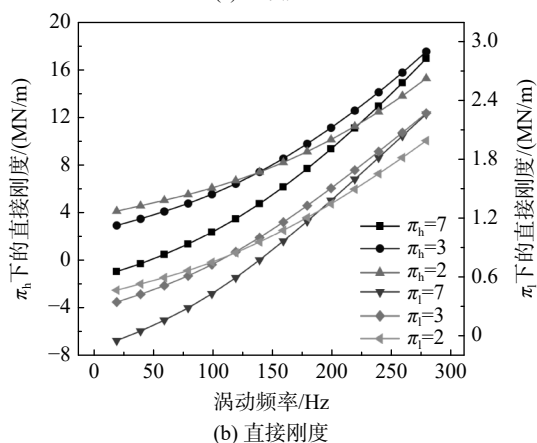
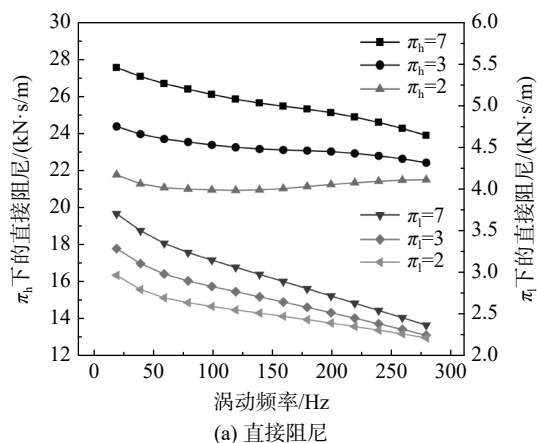
Fig. 7 Flow field characteristics of the FPDS

能。当流体由齿间进入腔内后,流体流动截面骤然增大,流速降低,因此,腔室内形成旋涡,动能被耗散,此时腔内的压力逐渐恢复平稳。

2.2 高参数下压比对 FPDS 动力特性影响

图 8 为不同压比下($\pi=7, 3, 2$)FPDS 动力特性随涡动频率变化情况($\lambda=0, n=15\ 000$ r/min),其中 π_h 为 $p_{in}=7$ MPa 情况下压比, π_l 为 $p_{in}=0.69$ MPa 情况下压比,可以看出:

1) FPDS 直接阻尼频率依赖性较低,当 p_{in} 恒定时, π 越高直接阻尼越大, $p_{in}=7$ MPa 的直接阻尼为同压比下 $p_{in}=0.69$ MPa 的 8.63 倍,直接阻尼增加使有效阻尼显著增强。



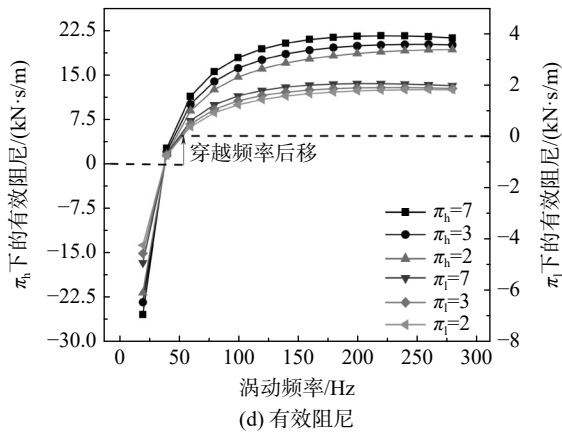


图8 不同压比下FPDS动力特性系数随涡动频率变化

Fig. 8 Dynamic characteristic coefficient varying with whirling frequency at different pressure ratios

2) FPDS 直接刚度随涡动频率的增加而增大,保持 p_{in} 不变,在涡动频率较低 ($f < 140$ Hz) 时,较小的 π 具有更高的直接刚度。保持 π 不变,较高的 p_{in} 拥有更高的直接刚度。

3) 随涡动频率的增加,交叉刚度逐渐降低,但始终为正值。 π 不变, p_{in} 越高,交叉刚度越大; p_{in} 不变, π 越高,交叉刚度越大。有效阻尼受 p_{in} 影响比较明显, π 不变, p_{in} 越大,系统穿越频率降低,有效阻尼越大,同压比下, $p_{in}=7$ MPa 有效阻尼平均为 $p_{in}=0.69$ MPa 的 10.26 倍; $p_{in}=7$ MPa 时,有效阻尼随着压比的增大而增加, $\pi=7$ 的有效阻尼约为 $\pi=1$ 的 1.32 倍。

图9为不同压比下各腔室穿越频率变化,可以看出:保持 π 不变时,随着系统进口压力 p_{in} 的增大,各腔室穿越频率均降低,即压比不变时,进口压力越大,各腔室穿越频率越低。与 $\pi=2, 3$ 时不同,当 $\pi=7$ 时在流动方向下游部分腔室穿越频率略有下降。当 $p_{in}=0.69$ MPa 时,压比越大各腔

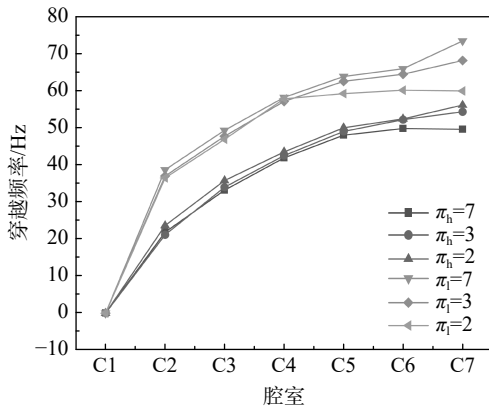


图9 不同压比下各腔室穿越频率

Fig. 9 Crossover frequency in each cavity at different pressure ratios

室穿越频率越高,但当 $p_{in}=7$ MPa,沿流动方向各腔室的穿越频率随 π 增加而减小。因此 $p_{in}=7$ MPa 且 $\pi=7$ 时,系统稳定性最好。

图10给出了转速 $n=15\,000$ r/min, $\lambda=0$ 时,在不同压比下FPDS下游段流体速度分布矢量图。在每个密封腔内均产生复杂的旋涡流动,由于FPDS特殊的周向结构导致流体周向流速降低,使得流体在腔室内被压缩或者膨胀,产生较大的动态压力与阻尼。

2.3 高参数下转速对FPDS动力特性影响

图11为不同转速 ($n=5\,000, 10\,000, 15\,000$,

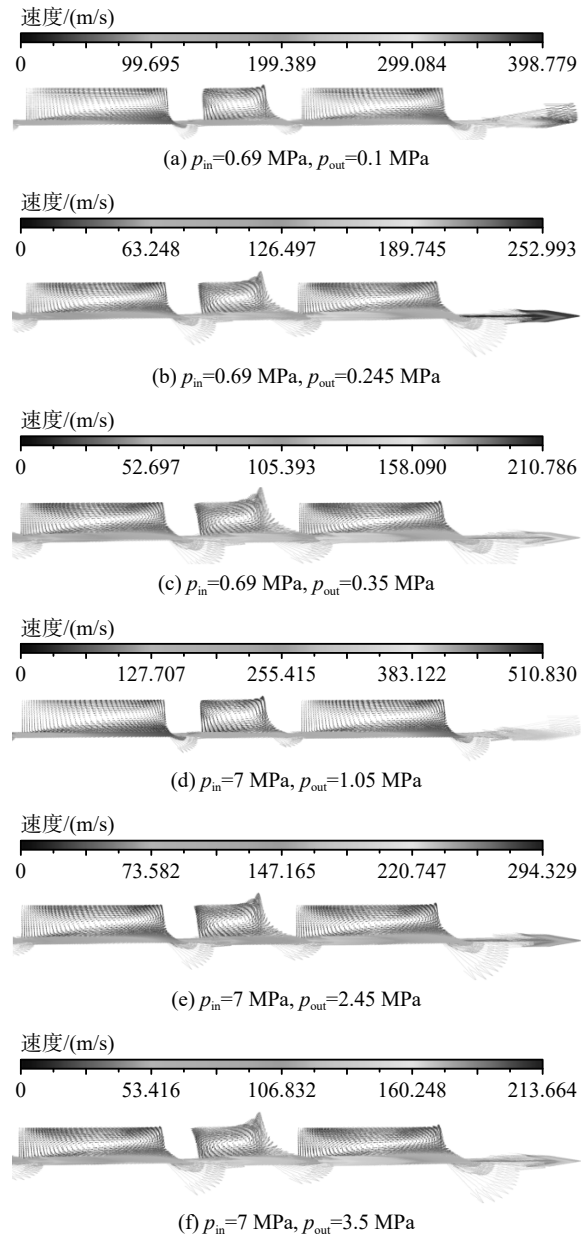


图10 不同压比下密封下游速度矢量变化

($n=15\,000$ r/min, $\lambda=0$)

Fig. 10 Velocity vector variation of seal downstream at different pressure ratios ($n=15\,000$ r/min, $\lambda=0$)

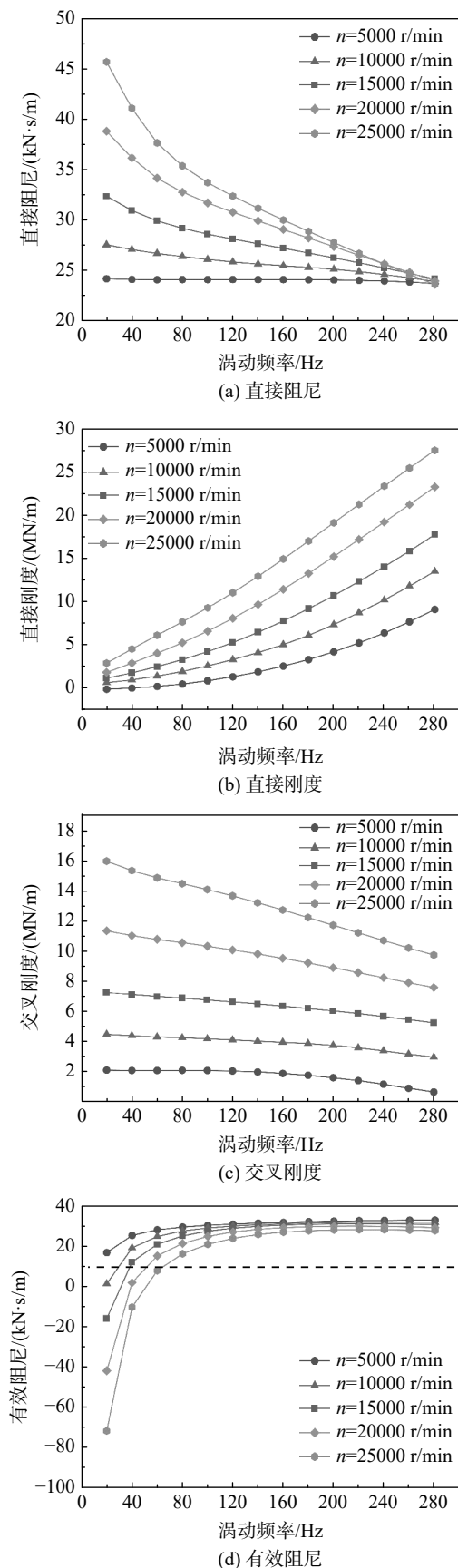


图 11 不同转速 FPDS 动力特性系数随涡动频率变化
Fig. 11 Rotordynamic coefficients varying with whirling frequency of FPDS at different rotational speeds

20 000, 25 000 r/min) 下 FPDS 动力特性随涡动频率变化情况 ($\lambda=0$, $p_{\text{in}}=7$ MPa, $p_{\text{out}}=1.05$ MPa), 可以看出:

1) 转速对 FPDS 直接阻尼影响较为明显: 在同一涡动频率下, 转速增大导致系统直接阻尼增大, 且涡动频率越低, 增长率越大; 当 $n < 15\,000$ r/min 时, 直接阻尼频率依赖性较低; 当 $n > 15\,000$ r/min 时, 直接阻尼频率依赖性逐渐增强, 随涡动频率的增大而明显降低。

2) 同一涡动频率下, 直接刚度随转速的增加而增加, 涡动频率越高, 直接刚度随转速增长率越明显; 保持转速不变, 随着涡动频率的增加直接刚度不断增大。由于流体从密封进口流入, 流过间隙时, 截面的减小产生节流效应, 压力减小, 流速增加; 当流体流入密封腔内, 产生的旋涡带来湍流耗散作用使得流速降低, 此时动能减小, 腔内压力能增大。

3) 当 $f < 80$ Hz 时, 有效阻尼随着涡动频率的增大而增加, 当 $f > 80$ Hz 时, 有效阻尼随着涡动频率变化率减慢, 频率无关性较高, 转速增大降低了系统的有效阻尼, $n=25\,000$ r/min 时有效阻尼较 $n=5\,000$ r/min 下降 28.5%, 穿越频率可增加约 62.2 Hz, 系统稳定性降低。

图 12 是不同转速下 FPDS 各腔室穿越频率变化情况。可以看出: 各腔室穿越频率随转速的增加逐渐增大, 在低转速 ($n < 10\,000$ r/min) 下, 只有密封下游段腔室出现穿越频率, 随着转速的增加, 出现穿越频率的腔室逐渐扩大到密封上游段, 当 $n=25\,000$ r/min 时, 各腔室均出现穿越频率。因此, 可针对各腔室穿越频率的变化对 FPDS 进行结构优化。

图 13 中可以看出: 径向高度的增加使系统周向速度降低并逐渐趋于定值, 这是由于密封间隙

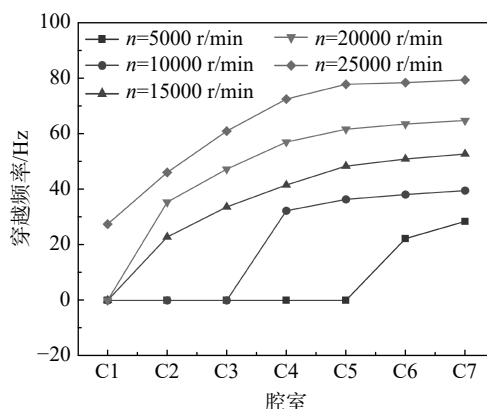


图 12 不同转速下各腔室穿越频率
Fig. 12 Crossover frequency of each cavity at different rotational speeds

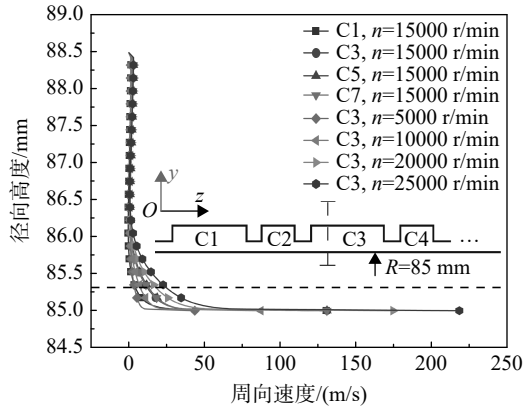


图13 不同转速下腔室内周向速度沿径向高度分布

Fig. 13 Circumferential velocity distribution along radial height at different rotational speeds

截面的减小导致流速增加,在远离转子表面密封腔内产生的旋涡带来湍流耗散作用使得流速降低,此时动能减小,腔内压力能增大。

2.4 高参数下预旋对 FPDS 动力特性影响

作为影响转子动力稳定性的主要原因之一的进口预旋,其定义为

$$\lambda = \frac{v_1}{c} \quad (8)$$

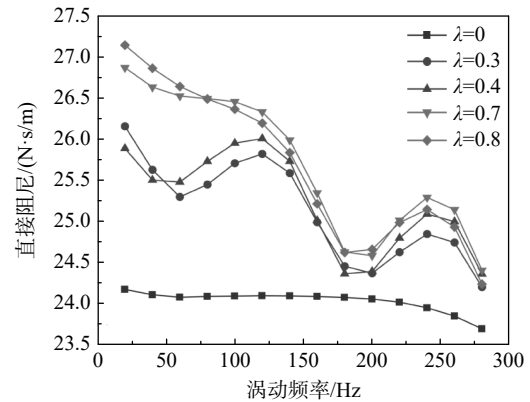
式中 c 为转子表面线速度; v_1 为密封进口处平均周向速度。

图14为不同进口预旋比($\lambda=0, 0.3, 0.5, 0.7$)下FPDS动力特性随涡动频率变化情况($p_{in}=7\text{ MPa}$, $p_{out}=1.05\text{ MPa}$, $n=5\ 000\text{ r/min}$),可以看出:

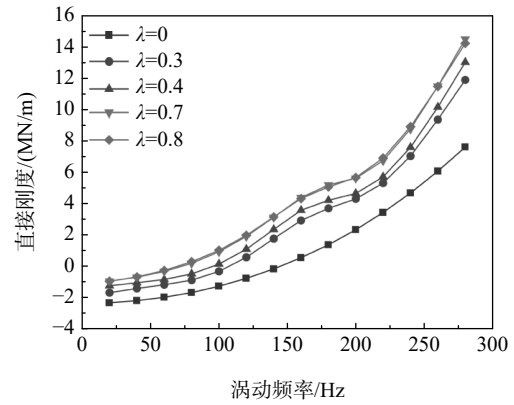
1) 当涡动频率不变时,预旋比增加使系统直接阻尼增大。当 $\lambda=0$ 时,随着涡动频率增加直接阻尼减小,但下降率较小,当 $\lambda>0$ 时,直接阻尼整体为下降趋势但均为正值。直接刚度在 $f<80\text{ Hz}$ 时为负值,随着涡动频率增加直接刚度逐渐增长,且增长率逐渐增大;在同一涡动频率下,预旋比越大直接刚度越大。

2) 当预旋比不变时,交叉刚度随涡动频率变化较小; $\lambda>0$ 时,交叉刚度随预旋比的增加而显著增大。当 $f<80\text{ Hz}$ 时,有效阻尼增长率较大,当 $f>80\text{ Hz}$,有效阻尼增长率逐渐稳定并趋于定值,当涡动频率不变时,随着预旋比的增加有效阻尼降低,在低频($f<80\text{ Hz}$)时,不同预旋比下有效阻尼差值较大,当 $f>120\text{ Hz}$ 时,有效阻尼差值逐渐减小。

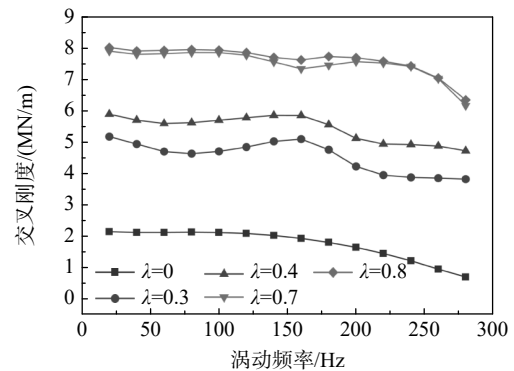
图15所示,随着预旋比的增加FPDS穿越频率显著增大,当 $\lambda=0$ 时,系统没有穿越频率, λ 越大,穿越频率越大但增长速率减小。图16为不同预旋比下各腔室穿越频率的变化,可以看出:沿流体流动方向,各腔室的穿越频率逐渐减小且速



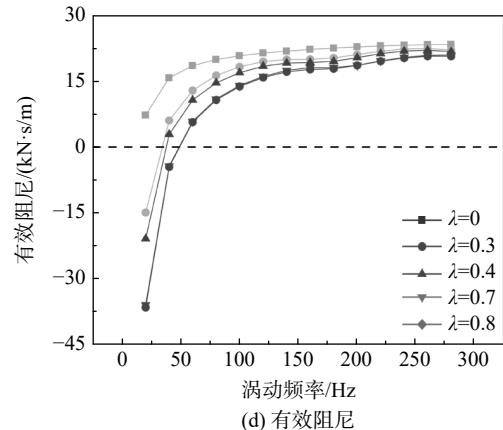
(a) 直接阻尼



(b) 直接刚度



(c) 交叉刚度



(d) 有效阻尼

图14 不同预旋比下FPDS动力特性系数随涡动频率变化

Fig. 14 Rotordynamic coefficients varying with whirling frequency at different inlet preswirl ratios

率逐渐减小,在密封下游段穿越频率趋于定值。当 $\lambda=0$ 时,穿越频率只出现在密封的下游腔室且逐渐增大;当 $\lambda>0$,穿越频率在各腔室出现且在相同腔室内随着 λ 的增加逐渐增大。

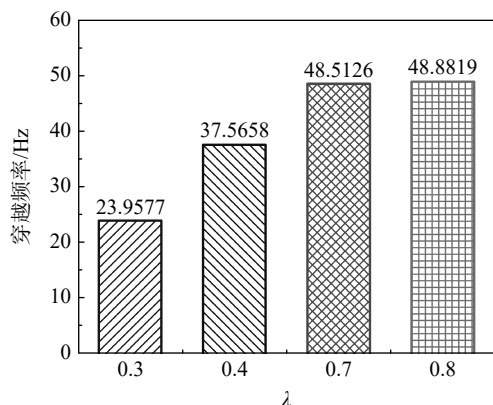


图 15 不同预旋下 FPDS 穿越频率

Fig. 15 Crossover frequency of the FPDS at different inlet preswirl ratios

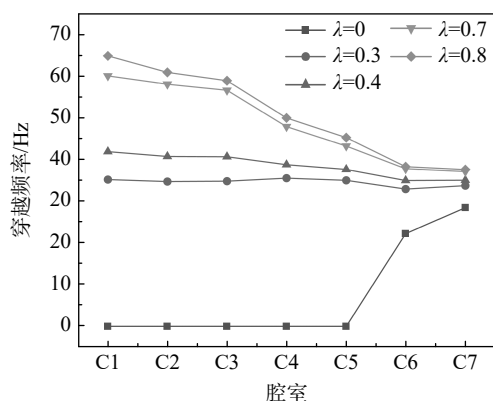


图 16 不同预旋下各腔室穿越频率

Fig. 16 Crossover frequency of each cavity at different inlet preswirl ratios

由于预旋的增加易造成系统失稳,现对其原因展开分析。图 17 不同进口预旋比下沿轴向的周向速度分布。沿密封轴向长度的增加,在不同预旋比下 FPDS 轴向速度始终为正值,这说明轴向速度流动方向与转子转动方向始终相同;密封间隙处的周向速度不断增长,在第一腔室(C1)内速度降低最快,预旋比越大,速度变化越大。气流周向流动速度的增加不利于系统的稳定,因此在无预旋的情况下系统的动力稳定性最好,增加预旋降低系统稳定性。

图 18 为同一截面处 FPDS 在不同预旋比下压力场分布,在相同工况下,预旋降低了腔室内整体压力,且预旋比越高,最高压力和最低压力越小,当 $\lambda=0.8$ 时,腔室内压力分布不均匀程度越

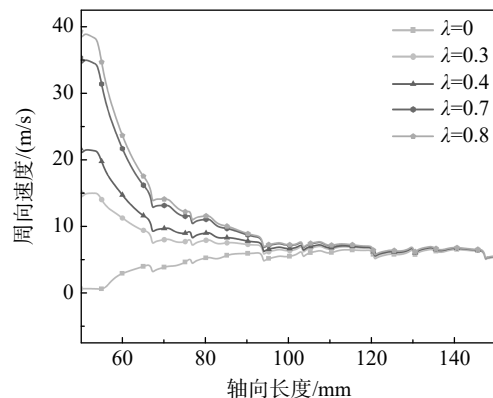


图 17 不同进口预旋比下沿轴向的周向速度分布

Fig. 17 Circumferential velocity changes along the axial length at different inlet preswirl ratios

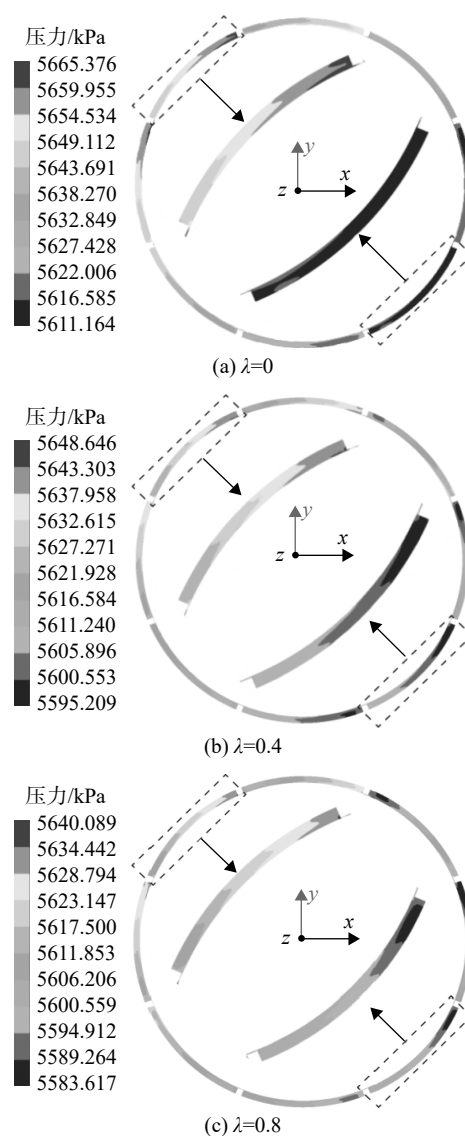


图 18 不同预旋比下 FPDS 压力场分布

Fig. 18 Pressure distribution of FPDS at different inlet preswirl ratios

高, 此时密封转子容易产生不均匀的流体激振力, 影响系统稳定性。

3 结 论

本文采用了计算流体力学方法建立了 FPDS 全三维数值模型, 并基于多频椭圆涡动的密封动力特性识别方法研究高参数下进口压力、压比、转速及预旋比对 FPDS 的影响, 得到以下结论:

1) 进口压力 p_{in} 的变化对 FPDS 动力特性影响最显著。同一压比 π 下, p_{in} 越大, 交叉刚度和系统穿越频率降低速率越快, 在 $p_{in}=7$ MPa 时的有效阻尼约为 $p_{in}=0.69$ MPa 的 10.26 倍, 在 $p_{in}=7$ MPa 时, 有效阻尼随着 π 的增大而增加, $\pi=7$ 时的有效阻尼约为 $\pi=1$ 的 1.32 倍, 因此在高进口压力下, 压比越高系统稳定性越好。

2) 随预旋比的增大, FPDS 的直接阻尼与交叉刚度为正值, 当预旋比 $\lambda=0$ 增加到 $\lambda=0.8$ 时交叉刚度约增长 4.84 倍, 穿越频率增加了 24.9 Hz; 随着预旋比的增加有效阻尼逐渐降低, 这是由于气流周向流动速度增加导致系统失稳, 因此正预旋会降低系统稳定性。

3) 转速的增加使系统交叉刚度和直接阻尼均增大, 当转速为 $n=25\ 000$ r/min 时, 交叉刚度约为 $n=5\ 000$ r/min 的 6.94 倍, 但有效阻尼降低约 28.5%, 穿越频率显著升高, 各腔室的穿越频率也随转速增加而增大, 因此, 在转速较低时有利于系统稳定。

参考文献:

- [1] 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, 2018, 40(1): 165-175.
SI Heyong, CAO Lihua, LI Pan. Effect of seal structure on rotor dynamic characteristics of steam turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 40(1): 165-175. (in Chinese)
- [2] DENTON J D. Loss mechanisms in turbomachinery[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 621-656.
- [3] CHUPP R E, HENDRICKS R C, LATTIME S B, et al. Sealing in turbomachinery[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 313-349.
- [4] 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.
- [5] 黄瓯, 阳虹, 彭泽瑛. 我国超超临界汽轮机的发展方向[J]. 热力透平, 2004, 33(1): 1-7, 45.
HUANG Ou, YANG Hong, PENG Zeying. Development orientation for domestic ultra-supercritical steam turbine[J]. Thermal Turbine, 2004, 33(1): 1-7, 45. (in Chinese)
- [6] 杨文虎. 1 350 MW 超超临界汽轮机技术特点及分析[J]. 中国电力, 2020, 53(1): 162-168.
YANG Wenhui. Technical characteristics and analysis of 1 350 MW ultra supercritical steam turbine[J]. Electric Power, 2020, 53(1): 162-168. (in Chinese)
- [7] 沈翀. 大型汽轮机汽流激振问题的分析及处理 [D]. 北京: 华北电力大学, 2007.
SHEN Chong. Big capacity turbine steam flow excited vibration problem analysis and solving method[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2007. (in Chinese)
- [8] VANCE J M, SHULTZ R R. A new damper seal for turbomachinery[C]//Proceedings of 14th Vibration and Noise Conference. Albuquerque, New Mexico, USA: Vibration of Rotating Systems, 1993: 139-148.
- [9] 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(4): 843-846.
- [10] SHULTZ R M. Analytical and experimental investigations of a labyrinth seal test rig and damper seals for turbomachinery[D]. College Station, Texas, USA: Texas A&M University, 1996.
- [11] LI J, KUSHNER F, DE CHOUDHURY P. Experimental evaluation of slotted pocket gas damper seals on a rotating test rig[C]//ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. Amsterdam, The Netherlands: ASME, 2002: 1125-1138.
- [12] ERTAS B H, VANCE J M. Rotordynamic force coefficients for a new damper seal design[J]. Journal of Tribology, 2007, 129(2): 365-374.
- [13] GAMAL A M, ERTAS B H, VANCE J M. High-pressure pocket damper seals: leakage rates and cavity pressures[J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(4): 826-834.
- [14] GAMAL A M. Leakage and rotordynamic effects of pocket damper seals and see-through labyrinth seals[D]. College Station Texas: Texas A&M University, 2007.
- [15] 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.
- [16] LI Zhiqiang, 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): 32503-32518.
- [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 Shengyuan, AI Yanting, 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. (in Chinese)
- [18] 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): 41024-41033.
- [19] 张万福, 马凯, 潘勃, 等. 基于变厚度挡板的新型渐扩/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 Wanfu, 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. (in Chinese)
- [20] THIELE J, DELGADO A. Dynamic characterization of fully partitioned damper seals new proposal[EB/OL]. [2022-04-17]. https://turbolab.tamu.edu/wp-content/uploads/2017/09/Delgado-proposal-Pocket-damper-seals.pdf.
- [21] 李军, 李志刚. 袋型阻尼密封泄漏流动和转子动力特性的研究进展[J]. 力学进展, 2011, 41(5): 519-536.
LI Jun, LI Zhiqiang. Leakage flow of pocket damper seal at high rotational speed[J]. Advances in Mechanics, 2011, 41(5): 519-536. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)