

# 防旋板与转子面一体化设计的迷宫密封 转子动力特性研究

薛文松, 李志刚, 李军

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

**摘要:** 为提高迷宫密封转子动力特性,开展进口和腔室防旋板与转子面一体化设计的迷宫密封结构转子动力特性研究。基于进口防旋板结构的迷宫密封(结构 1),设计了进口和腔室防旋板结构的迷宫密封(结构 2),以及基于结构 2 的带有腔室防旋板与转子面凹槽和凸台结构一体化设计的密封结构 3 和 4。采用转子多频椭圆轨迹涡动模型和动网格技术的非定常 Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS)数值求解方法,对比分析了变进口预旋条件下 4 种迷宫密封的泄漏特性和转子动力特性。研究表明:相比于进口防旋板密封,腔室防旋板和转子面一体化设计的凹槽和凸台转子面密封,特别是凸台转子面密封能明显降低迷宫密封的泄漏量和交叉刚度;进口预旋比为 0.84 时,相比于进口防旋板密封,凹槽转子面密封和凸台转子面密封的正有效阻尼分别提高了 48.7%~144.1%和 59.8%~254.0%;进口预旋比增加为 1.32 时,凹槽转子面密封和凸台转子面密封在整个频率范围内仍保持最大有效阻尼。腔室防旋板和转子面一体化设计的迷宫密封能显著提高转子稳定性,论文工作为进一步提高迷宫密封的转子动力特性提供了设计方案。

**关键词:** 迷宫密封;防旋板;转子面结构;泄漏量;转子动力特性

**中图分类号:** TK474 **文献标志码:** A

**DOI:** 10.7652/xjtuxb202212017 **文章编号:** 0253-987X(2022)12-0163-11

## Rotordynamic Characteristics of Labyrinth Seals with Integrated Design of Swirl Brake and Shaft Configuration

XUE Wensong, LI Zhigang, LI Jun

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

**Abstract:** The rotordynamic characteristics of labyrinth seals with integrated design of swirl brake and shaft configuration were studied to further improve the rotordynamic performance of labyrinth seals. In this research, 4 types of labyrinth seal structures were covered, namely, the labyrinth seal with inlet swirl brake (structure 1), the labyrinth seal with inlet and cavity swirl brakes (structure 2), the labyrinth seal designed based on structure 2 with integrated cavity swirl brake and rotor groove shaft (structure 3), and the labyrinth seal designed based on structure 2 with integrated cavity swirl brake and rotor convex shaft (structure 4). Their leakage and rotordynamic characteristics under different preswirl conditions were comparatively analyzed by using the unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) numerical solution methods based on the multi-frequency elliptical orbit rotor whirling model and the dynamic mesh model. The obtained results show that compared with structure 1, the leakage flow rate and the cross-

coupling stiffness of structures 3 and 4, especially structure 4, can be obviously reduced, the positive effective damping of structures 3 and 4 increases by 48.7%—144.1% and 59.8%—254.0%, respectively when the inlet preswirl ratio is 0.84, and structures 3 and 4 can maintain the maximum effective damping over the whole frequency range when the ratio increases to 1.32. It is thus concluded that labyrinth seals with integrated design can significantly enhance the rotor stability, and this work can provide a design basis to further improve the rotordynamic performance of labyrinth seals.

**Keywords:** labyrinth seal; swirl brake; shaft configuration; leakage flow; rotordynamic characteristics

密封是透平机械中控制动静结构之间工质泄漏的关键部件。迷宫密封由于其结构简单和成本低,是透平机械尤其是发电用汽轮机中最常用的非接触密封装置<sup>[1]</sup>。但是,随着机组容量及工质参数的不断提高,由迷宫密封周向贯通的特点而导致的流体激振问题日益突出,这会削弱叶轮机械中转子的稳定性<sup>[2-3]</sup>。针对迷宫密封泄漏特性和转子动力特性的研究对提高透平机械的运行效率和安全稳定性具有重要意义。

密封气流激振是由密封腔室及密封间隙中的气流施加在转子上的切向气流激振力引起的,当气流激振力引起转子涡动的频率与转子固有频率接近时,会导致转子失稳<sup>[4]</sup>。在迷宫密封中由于进口预旋及转子转动导致的气流周向流动会导致周向压力分布不均,进而产生垂直于转子偏心方向的切向气流激振力<sup>[5]</sup>。Ertas等<sup>[6]</sup>采用实验测量的方法对比了袋型密封、孔型密封、迷宫密封的转子动力特性系数,研究结果表明迷宫密封拥有最大的穿越频率且有效阻尼最小。Li Z.等<sup>[7-8]</sup>采用多频涡动模型的数值方法研究了迷宫密封工况及几何结构对转子动力特性的影响,研究结果表明有效阻尼与进口压力大致成线性关系,同时增加密封齿数与腔室深度能提高密封稳定性。李志刚等<sup>[9]</sup>同时采用数值模拟方法研究了转子偏心对静态动力特性的影响,研究结果表明转子偏心产生了显著的正交叉刚度,易诱发转子发生偏心涡动而失稳。Zhang等<sup>[10]</sup>提出了一种实验测量方法来识别流体诱导力和静态刚度系数,研究结果表明产生的流体激振力和静态直接刚度系数倾向于推动转子远离静子中心,最终导致迷宫密封的静不稳定。Muszynska等<sup>[11]</sup>提出采用在密封进口添加防旋板结构的方法来降低密封入口预旋速度并提高转子稳定性。Childs等<sup>[12]</sup>采用实验方法测量了进口防旋板结构对迷宫密封转子动力特性系数的影响,研究结果表明在高预旋工况下防旋板结

构能明显降低交叉刚度,提高密封稳定性。目前,关于防旋板的研究主要集中在有无进口防旋板对密封转子动力特性的影响<sup>[13]</sup>以及通过对进口防旋板的几何结构进行优化来降低密封进口预旋<sup>[14]</sup>。Sun等<sup>[15]</sup>通过实验研究了防旋板高度、数目对密封泄漏量和转子动力特性的影响,指出增加防旋板数目或防旋板高度能够加剧交叉刚度的降低幅度和直接阻尼的增加幅度。冀大伟等<sup>[16]</sup>研究了传统防旋板、反旋流防旋板、流线型防旋板对迷宫密封转子动力特性系数的影响,研究结果表明流线型防旋板能最大地提高有效阻尼。Childs等<sup>[17]</sup>采用实验测量的方法对比了传统防旋板与负预旋防旋板对直通式迷宫密封稳定性的影响,研究结果表明传统防旋板能有效降低不稳定的正交叉刚度,负预旋防旋板则能使正交叉刚度降为负值。Untaroiu等<sup>[18]</sup>和Zhang等<sup>[19]</sup>分别采用实验设计方法研究了防旋板几何参数对密封转子稳定性的影响,结果表明气流平均周向速度与防旋板投影到气流流动方向上的长度、交错角以及进口预旋呈明显的二次函数关系,进口防旋板采用负交错角设计能有效提高负交叉刚度。

但是,在工程应用中单独采用防旋板结构改善来流条件往往达不到完全消除转子失稳的目的<sup>[20]</sup>。Chen等<sup>[21]</sup>研究了带有进口防旋板结构的迷宫密封预旋速度沿密封轴向分布规律,研究表明经过进口防旋板止旋后的预旋速度往往小于转子线速度,因此气流在密封通道中受到转子摩擦拖动会导致气流周向速度沿流动方向逐渐增加。不同于进口防旋板面对的高预旋来流,位于密封腔室中的来流为带有间隙射流的低预旋来流<sup>[22]</sup>。因此,在密封腔室中直接安装防旋板达不到安装在进口时的止旋效果。Li J.等<sup>[23]</sup>通过在直通式迷宫密封腔室中增加腔室防旋板并在转子面设计凹槽来改善防旋板对齿间射流的导流作用,结果表明这种设计能有效降低下游旋流速度。薛文松等<sup>[24]</sup>通过在密封腔室中设计防旋

板,并在防旋板静子面增加凸台抑制射流,有效地提高了迷宫密封的有效阻尼。为进一步提高迷宫密封的性能,需要开展腔室防旋板和转子面一体化设计的迷宫密封转子动力特性的研究。

本文开展了腔室防旋板和转子面一体化设计的迷宫密封转子动力特性研究,对比了 2 种进口预旋下 4 种迷宫密封的泄漏量、旋流比、转子动力特性系数、切向气流激振力,分析了腔室防旋板和转子一体化设计的迷宫密封转子动力特性,为进一步提高迷宫密封转子稳定性提供了参考。

# 1 计算模型和数值方法

## 1.1 计算模型

采用动密封转子动力特性实验台上的迷宫密封<sup>[25]</sup>为基础模型,通过腔室防旋板和转子面一体化设计,得到了 4 种不同结构的迷宫密封。图 1 是实验测量的典型迷宫密封结构。密封转子直径为 170 mm,密封齿数为 14,密封齿的齿顶宽度为 0.3 mm,齿顶夹角为 30°,密封间隙为 0.3 mm,齿间距为 5 mm,腔室深度为 3.71 mm。

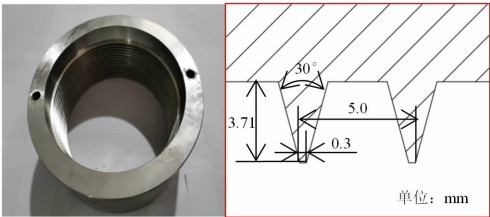


图 1 典型的直通式迷宫密封结构  
Fig. 1 Typical smooth labyrinth seal structure

基于图 1 典型的直通式迷宫密封结构,采用腔室防旋板和转子面一体化设计得到了 3 种迷宫密封结构。图 2 给出了仅带进口防旋板密封以及 3 种防旋板和转子面一体化设计的迷宫密封结构。进口防旋板密封(结构 1)是基于图 1 的直通式迷宫密封结构,在密封进口设计了 90 个轴向长度为 6 mm、倾斜角  $\alpha$ (防旋板以轴向矢量为轴,与径向的夹角)为 40°的防旋板,如图 2(a)所示。

在对进口防旋板密封试算过程中,气流受到转子黏性拖拽作用,在第 5 个密封齿附近气流的周向流动方向由逆转子转动方向变为和转子转动同向。因此,基于进口防旋板密封,光滑转子面密封(结构 2)在此基础上采用腔室防旋板替代第 5 个密封齿并保持光滑转子面。其中,腔室防旋板的轴向长度为 6 mm、交错角  $\beta$ (防旋板以径向矢量为轴,与轴向的夹角)为 60°,腔室防旋板沿周向共有 90 个,如图 2

(b)所示。基于光滑转子面密封,通过腔室防旋板和转子面凹槽与凸台一体化设计得到凹槽转子面密封(结构 3)和凸台转子面密封(结构 4)。为保持腔室防旋板与转子面的间隙和密封间隙相同,3 种带腔室防旋板密封的腔室防旋板高度分别为 3.71、4.71 和 2.71 mm。表 1 给出了 4 种迷宫密封结构中防旋板及转子面凹槽和凸台的几何参数。

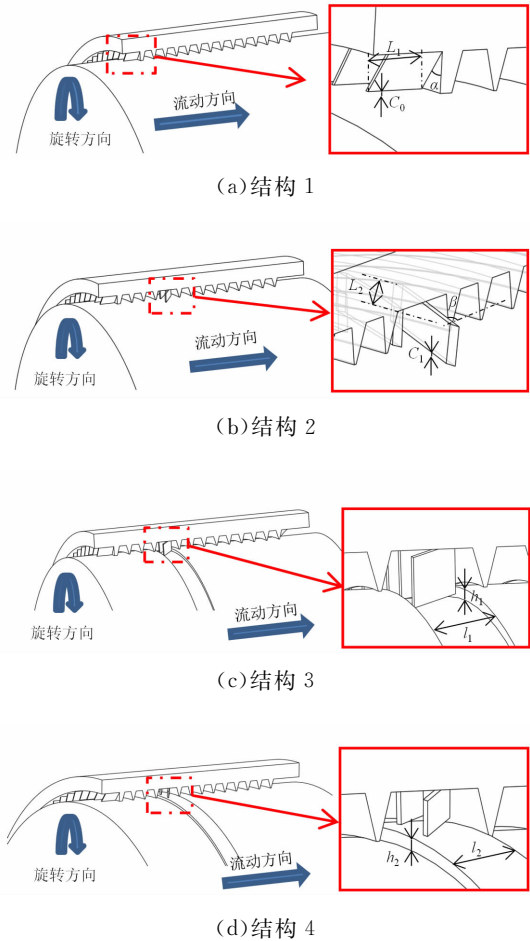


图 2 防旋板和转子面一体化设计的迷宫密封结构  
Fig. 2 Labyrinth seals with integrated swirl brake and shaft surface

图 3 给出了 4 种迷宫密封的三维计算模型和网格。计算模型包括了进气管、预旋环、迷宫密封和防旋板结构,计算网格均为整周三维网格。采用 ANSYS ICEM CFD 软件对每一部分模型分别生成多块结构化网格,并在每个密封腔室中采用 O 型网格对腔室壁面进行加密,在密封间隙沿径向布置了 15 个节点进行加密。根据文献[20]的网格无关性分析,当网格数达到 553 万时,本文的计算可获得网格无关解。4 种迷宫密封结构的计算网格数分别为 695 万、771 万、822 万、768 万,均满足网格无关性。

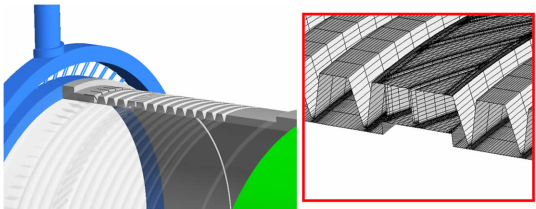
表 1 防旋板及转子面几何参数

Table 1 Geometrical parameters of swirl brake and shaft surface

| 结构        | 参数                                | 数值   |
|-----------|-----------------------------------|------|
| 进口防旋板     | 轴向长度 $L_1/\text{mm}$              | 6.0  |
|           | 整圈数 $n_1$                         | 90   |
|           | 进口防旋板间隙 $C_0/\text{mm}$           | 0.3  |
|           | 进口防旋板倾斜角 $\alpha/(\text{^\circ})$ | 40   |
| 腔室防旋板     | 轴向长度 $L_2/\text{mm}$              | 6.0  |
|           | 整圈数 $n_2$                         | 90   |
|           | 腔室防旋板交错角 $\beta/(\text{^\circ})$  | 60   |
|           | 腔室防旋板间隙 $C_1/\text{mm}$           | 0.3  |
| 结构 3 转子凹槽 | 转子面凹槽深度 $h_1/\text{mm}$           | 1.0  |
|           | 转子面凹槽宽度 $l_1/\text{mm}$           | 6.71 |
| 结构 4 转子凸台 | 转子面凸台高度 $h_2/\text{mm}$           | 1.0  |
|           | 转子面凸台宽度 $l_2/\text{mm}$           | 6.71 |

1.2 数值方法

本文采用基于多频椭圆涡动模型和动网格技术的非定常数值方法,在 ANSYS-CFX 中数值求解 unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes(URANS)方程,计算了 4 种迷宫密封的泄漏量、转子动力特性



(d)结构 4

图 3 迷宫密封的计算模型和网格

Fig. 3 Computational model and grid of labyrinth seals

系数、旋流比和气流激振力。图 4 给出了转子椭圆涡动轨迹型示意图,椭圆长轴位于  $X$  方向时称之为  $X$  方向激励,长轴位于  $Y$  方向时称之为  $Y$  方向激励。表 2 给出了求解迷宫密封转子动力特性系数的数值方法和涡动模型参数。

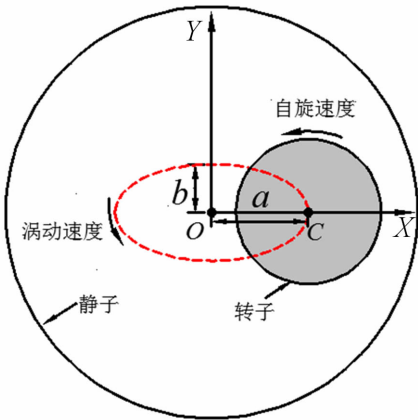


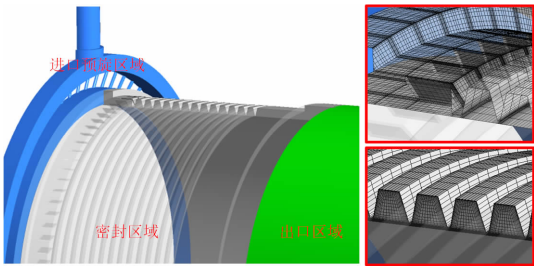
图 4 转子多频椭圆涡动轨迹模型示意

Fig. 4 Multiple-frequency elliptical orbit rotor whirling model

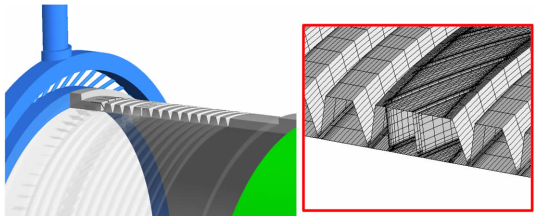
表 2 转子动力特性系数计算方法

Table 2 Computational method of rotordynamic coefficients

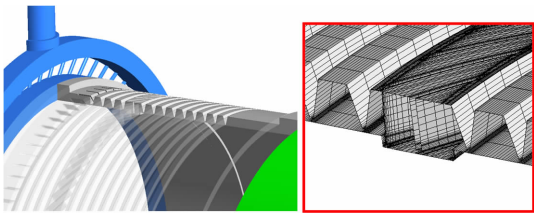
| 项目                      | 值或属性                         |
|-------------------------|------------------------------|
| 求解器                     | ANSYS-CFX 18.2               |
| 离散格式                    | 高精度格式                        |
| 求解方法                    | 非定常数值方法,动网格技术                |
| 湍流模型                    | 标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,改进壁面函数法 |
| 工质                      | 理想空气                         |
| 涡动模型                    | 多频椭圆涡动模型                     |
| 涡动基准频率/Hz               | 20                           |
| 涡动频率数                   | 13                           |
| 涡动椭圆轨迹的长轴 $a/\text{mm}$ | $3.0 \times 10^{-3}$         |
| 涡动椭圆轨迹的短轴 $b/\text{mm}$ | $1.5 \times 10^{-3}$         |
| 计算时间步长/s                | 0.000 1                      |



(a)结构 1



(b)结构 2



(c)结构 3

在计算过程中,多频涡动模型是指给定转子一个多频涡动位移信号的数学模型,同时将这一多频涡动位移信号通过 ANSYS CFX 中的动网格技术加载到前处理中。本文以 20 Hz 为基频,转子在每隔 20 Hz 共 13 个频率下进行涡动。在非定常数值计算中转子按椭圆轨迹涡动,所研究的迷宫密封间隙为 0.3 mm,其中椭圆长轴为密封间隙的 1.0%,短轴为 0.5%。转子随时间按照给定的轨迹涡动,气流作用在转子上的多频流体激振力信号被记录。

在多频椭圆轨迹涡动模型中,转子在每个频率下的振幅相同,转子涡动位移( $X$  方向激励)的数学表达式为

$$\begin{cases} D_x = a \sum_{i=1}^N \cos(i\Omega_0 t) \\ D_y = b \sum_{i=1}^N \sin(i\Omega_0 t) \end{cases} \quad (1)$$

式中: $\Omega_0$  为基频 20 Hz; $N$  为计算频率数,此处为 13; $t$  为时间,计算时间步长为 0.000 1 s,一个计算周期为 500 步。经过数值计算得到气流各个时刻作用在转子  $X$  方向与  $Y$  方向的气流激振力信号。根据小位移涡动理论可知,对于工质为理想空气的密封结构而言,密封腔室内的气流作用在转子上的气流激振力与转子涡动位移存在关系

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_x \\ D_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{D}_x \\ \dot{D}_y \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: $(F_x, F_y)$  为作用在转子上的气流激振力; $(D_x, D_y)$  为转子涡动位移; $(\dot{D}_x, \dot{D}_y)$  为转子涡动速度; $K_{ij}$  和  $C_{ij}$  分别为刚度系数、阻尼系数,下标  $i, j$  分别表示气流激振力或转子涡动位移方向。将式(2)变形得到

$$-\begin{bmatrix} F_{xx} & F_{yx} \\ F_{xy} & F_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx} & H_{xy} \\ H_{yx} & H_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_{xx} & D_{yx} \\ D_{xy} & D_{yy} \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中: $H_{ij} = K_{ij} + j\Omega C_{ij}$  为密封阻抗系数; $F_{ij}$  和  $D_{ij}$  的下标  $i, j$  分别表示激振力或位移的方向。采用傅里叶变换将时域信号下的转子气流激振力和涡动位移转化为频率信号,之后代入式(3)中求解出转子动力特性系数。

直接阻尼和交叉刚度是切向力的来源,主要影响着气流作用在转子上的切向力,并对转子系统的稳定性具有重要影响。为了综合衡量交叉刚度与直接阻尼对抑制转子向前涡动的作用,通常引入有效阻尼来综合评价密封转子稳定性,有效阻尼定义为

$$C_{\text{eff}} = C_{xx} - K_{xy}/\Omega \quad (4)$$

为研究腔室防旋板和转子面一体化设计的迷宫密封转子动力特性,计算了 2 种进口预旋比下的 4 种迷宫密封的泄漏特性和转子动力特性(如表 3 所示)。保持进气管和密封出口的边界条件不变,通过更换密封进口与进气管道之间的两组预旋环(预旋孔偏离径向角度分别为  $30^\circ$ 、 $60^\circ$ )来得到不同的进口预旋比。为了评价密封进口与腔室中气流旋流速度,定义预旋比和旋流比分别为

$$\lambda_0 = V_{\text{in}}(60/\pi Dn) \quad (5)$$

$$S_w = V(60/\pi Dn) \quad (6)$$

式中: $V_{\text{in}}$  为密封进口的气流周向速度; $V$  为密封腔室中气流周向速度; $D$  为转子直径; $n$  为转速。

表 3 防旋板迷宫密封计算边界条件

Table 3 Computational boundary condition of labyrinth seals with swirl brake

| 参数                                      | 数值                |
|-----------------------------------------|-------------------|
| 进口总压 $P_{\text{in}}/\text{Pa}$          | $3.0 \times 10^5$ |
| 进口总温 $T_{\text{total}}/^\circ\text{C}$  | 20                |
| 出口静压 $P_{\text{out}}/\text{Pa}$         | $1.0 \times 10^5$ |
| 预旋孔偏离径向角度/ $^\circ$                     | 30, 60            |
| 转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$ | 9 000             |

## 2 结果分析与讨论

### 2.1 泄漏量

图 5 对比了 4 种迷宫密封在进口预旋比为 0.84 和 1.32 时的泄漏量。可以看出,相同边界条件下,4 种密封结构在预旋比增加时泄漏量均下降,说明预旋比增加会加强气流的动能向内能耗散,从而使泄漏量减小。4 种密封结构的泄漏量在进口预旋比从 0.84 增加到 1.32 后下降了 3.13%~3.40%。在光滑转子面密封中,由于将第 5 密封齿替换为防

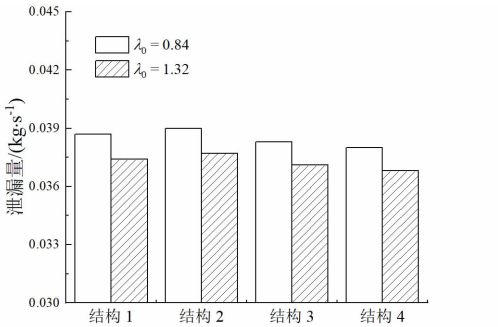


图 5 2 种进口预旋比下 4 种迷宫密封的泄漏量对比

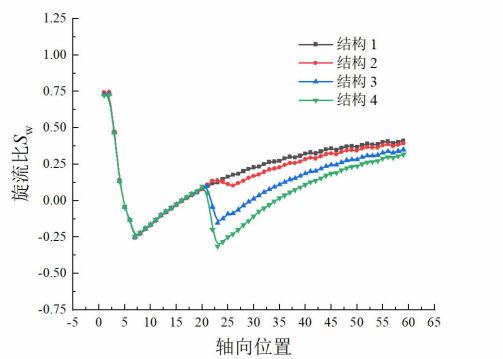
Fig. 5 Comparison of leakage flow rate of four kinds of labyrinth seals at two different inlet preswirl ratios



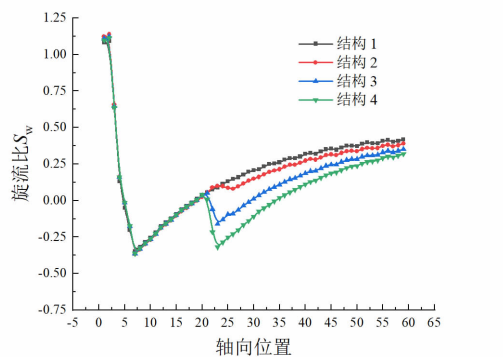
旋板而导致了泄漏量的增加,进口预旋比为 0.84 时相比于进口防旋板密封时的泄漏量增加了 0.78%。在凹槽转子面密封和凸台转子面密封中,转子面凹槽结构增加了气流的耗散,转子面凸台结构阻挡了齿间射流。因此,相比于进口防旋板密封,凹槽转子面密封和凸台转子面密封在两种预旋比下泄漏量均减少,两种密封在预旋比为 0.84 时相对于进口防旋板密封的泄漏量分别下降了 1.03%、1.60%。凹槽转子面密封和凸台转子面密封,尤其是凸台转子面密封,具有更加优越的密封特性。

## 2.2 旋流比

在包含进口防旋板及迷宫密封段的轴向区间内,等距选取 60 个垂直于轴向的截面,在每个截面计算气流的质量平均旋流比。采用预旋孔偏离径向角度为  $30^\circ$  和  $60^\circ$  的预旋环计算得到的预旋比分别为 0.84 和 1.32。图 6 给出了 4 种密封结构在预旋比为 0.84 和 1.32 时的密封腔室及防旋板内气流平均旋流比沿轴向的分布。



(a)  $\lambda_0 = 0.84$



(b)  $\lambda_0 = 1.32$

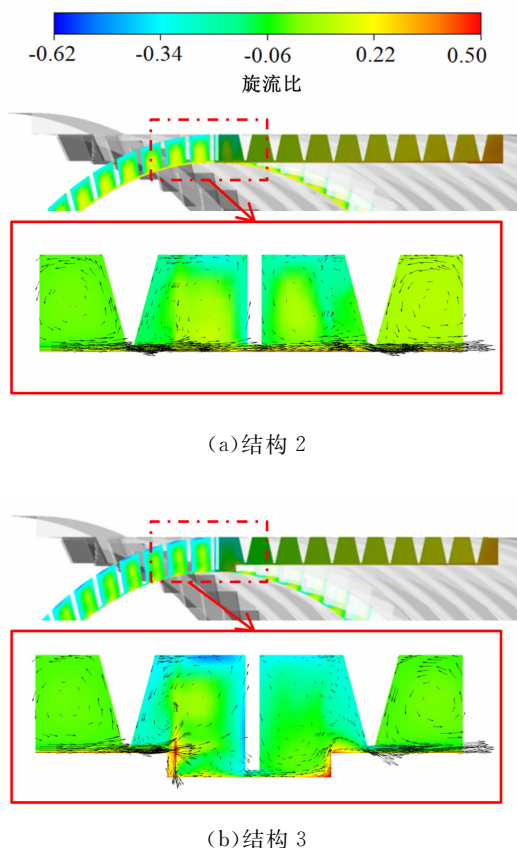
图 6 4 种迷宫密封腔室内气流旋流比沿轴向的分布

Fig. 6 Swirl ratio distribution along axial direction in cavities of four kinds of labyrinth seals

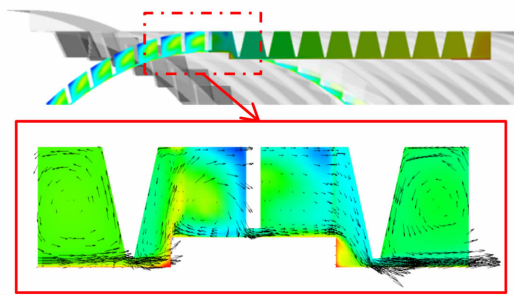
可以看出,在 4 种密封结构中,气流旋流比在进口防旋板轴向区间内沿轴向迅速下降。进口预旋比

越高,气流在进口防旋板的出口所能达到的最小旋流比越小。在进口防旋板密封中,气流流出防旋板后在转子面黏性力周向拖动作用下其旋流比逐渐增加。在另外 3 种带有腔室防旋板的密封结构中,气流的周向流动受到了腔室防旋板的止旋作用,气流的旋流比在经过腔室防旋板后均有降低。同时,腔室防旋板的止旋效果会随着与腔室防旋板正对的转子面形状的改变呈现出明显的差别。预旋比为 0.84 时:在光滑转子面密封中,腔室防旋板仅使其下游出口的旋流比下降了 0.05 左右;在凹槽转子面密封和凸台转子面密封中,腔室防旋板出口的气流旋流比分别下降了 0.25 和 0.41 左右。因此,将腔室防旋板对应的转子面改为凹槽或凸台,尤其是凸台结构能显著提高腔室防旋板的止旋性能。

图 7 为预旋比为 0.84 时 3 种密封中的腔室防旋板旋流比云图及速度矢量图。可以看出,气流在受到冲击的腔室防旋板一侧及静子面附近产生了明显的反向旋流。光滑转子面密封中腔室防旋板与转子之间的气流由于受到转子面摩擦拖动仍然保持着明显较高的与转子转动同向的周向速度。在凹槽防旋板密封和凸台转子面密封中,由于在腔室防旋板通道内形成了更为强烈的逆向旋流,从而有效削弱了密封间隙中气流的周向流动。



(b) 结构 3



(c)结构 4

图 7 进口预旋比 0.84 时的腔室防旋板旋流比云图及速度矢量图

Fig. 7 Swirl ratio contours and velocity vector distribution in cavity of labyrinth seals with cavity swirl brake (inlet preswirl ratio 0.84)

2.3 转子动力特性

图 8 给出了 2 种进口预旋比下 4 种迷宫密封的直接刚度在不同频率下的变化曲线。可以看出,4 种迷宫密封的直接刚度均随着频率的增加而下降。在 2 种进口预旋比下,光滑转子面密封相对于进口防旋板密封的直接刚度无明显改变,说明在静子面增加防旋板结构对直接刚度的影响可以忽略。凹槽转子面密封和凸台转子面密封的直接刚度相对于光滑转子面密封略微减小,表明在转子上增加凹槽或凸台结构会使得直接刚度产生的径向向内的激振力减小,从而削弱密封转子的聚中能力。进口预旋比从 0.84 增加到 1.32 时,4 种迷宫密封的直接刚度略有降低,说明进口预旋比增加会降低迷宫密封转子的聚中能力。

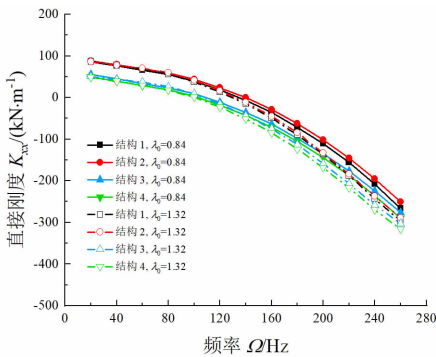


图 8 迷宫密封的直接刚度

Fig. 8 Direct stiffness coefficient of labyrinth seals

图 9 给出了迷宫密封的交叉刚度随频率的变化曲线。对比进口防旋板密封和光滑转子面密封可以发现,在不改变转子面形状时,仅增加腔室防旋板会使交叉刚度略微增加。进口预旋比为 0.84 时,进口

防旋板密封的交叉刚度在 180 Hz 之后变为正交叉刚度,而光滑转子面密封在 120 Hz 之后。改变腔室防旋板对应的转子面形状后,腔室防旋板的导流能力得到了很大的提升,腔室防旋板出口气流周向速度明显降低,有效地降低了密封交叉刚度。进口预旋比为 0.84 时,凹槽转子面密封和凸台转子面密封均能在整个频率范围内保持为稳定的负交叉刚度。相比于凹槽转子面密封,凸台转子面密封的止旋能力更强,从而使凸台转子面密封的负交叉刚度比凹槽转子面密封增加了 62.3%~126.4%。负交叉刚度产生了与转子涡动方向相反的负切向激振力,因此凸台转子面密封能最大限度的提高了密封转子稳定性。预旋比从 0.84 增加到 1.32 时,4 种迷宫密封的交叉刚度均明显增加。凸台转子面密封在整个频率范围内保持为稳定的负交叉刚度,而其他 3 种密封的交叉刚度在整个频率范围内均为不稳定的正交叉刚度。进口预旋比为 1.32 时,相比于进口防旋板密封,光滑转子面密封的交叉刚度增加了 21.0%~65.3%,而凹槽转子面密封和凸台转子面密封的交叉刚度则分别降低了 36.9%~104.0%、81.9%~253.4%。

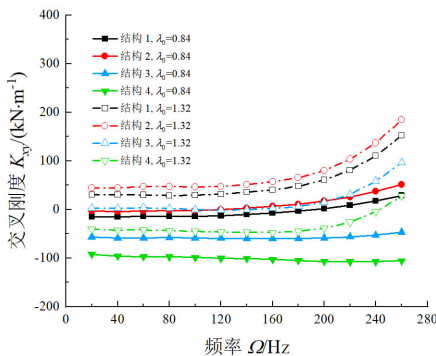


图 9 迷宫密封的交叉刚度

Fig. 9 Cross-coupled stiffness coefficient of labyrinth seals

图 10 给出了 4 种迷宫密封的直接阻尼随频率的变化曲线。可以看出,仅在静子面上增加腔室防旋板就能提高直接阻尼,而改变转子面结构则对直接阻尼的变化影响较小。凹槽和凸台转子面密封相比进口防旋板密封的直接阻尼增加了 23.5%~32.4%。在静子面上增加腔室防旋板能提高正直接阻尼,增强与转子涡动方向相反的负切向激振力,使转子稳定性增强。进口预旋比从 0.84 增加到 1.32 时,4 种迷宫密封结构直接阻尼略有增大,且随着频率升高而增加更多。

图 11 给出了 4 种迷宫密封有效阻尼随频率的

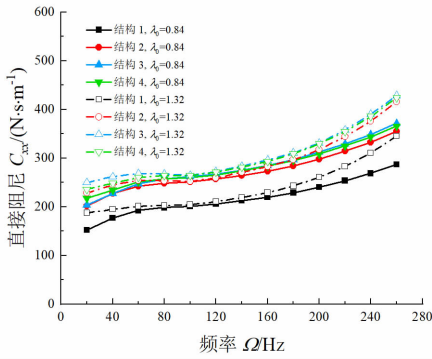


图 10 迷宫密封的直接阻尼

Fig. 10 Direct damping coefficient of labyrinth seals

变化曲线。可以看出,进口预旋比为 0.84 时,4 种密封结构的有效阻尼均为正值,正有效阻尼表明作用在转子上的净切向激振力与转子涡动方向相反,从而能抑制转子失稳。在 40 Hz 之后,光滑转子面密封与进口防旋板密封相比,有效阻尼提高了 20.0% 以内。由于腔室防旋板和转子面一体化设计对迷宫密封的直接阻尼影响很小,因此其对有效阻尼的影响主要体现在对交叉刚度的影响。预旋比为 0.84 时,与进口防旋板密封相比,凹槽转子面密封的有效阻尼提高了 48.7%~144.1%,凸台转子面密封的有效阻尼提高了 59.8%~254.0%。因此,凸台转子面密封具有更加优越的转子动力特性。进口预旋比增加到 1.32 时,显著增加的交叉刚度使有效阻尼明显降低。进口防旋板密封和光滑转子面密封在低频下降为不稳定的负有效阻尼,穿越频率分别为 28.3 Hz 和 33.1 Hz。在 80 Hz 后,凹槽转子面密封和凸台转子面密封相对于进口防旋板密封的正有效阻尼分别增加了 46.5%~80.9% 和 61.3%~141.0%。

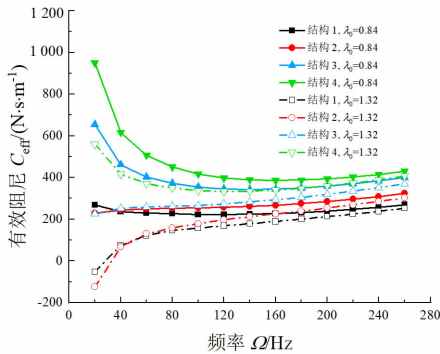


图 11 迷宫密封的有效阻尼

Fig. 11 Effectiveness damping coefficient of labyrinth seals

2.4 气流激振力

图 12 给出了 X 方向激励、 $t=0.1$  s 时,迷宫密

封在进口预旋比为 0.84 时第 10 个腔室的静压分布云图和气流激振力相位图。可以看出,转子偏心涡动时,密封腔室压力沿周向分布不均匀。密封腔室压力分布受腔室内气流旋流速度的影响,因此有、无腔室防旋板时腔室压力周向分布存在明显差异。防旋板与转轴一体化设计的凹槽转子面密封和凸台转子面密封相比于进口防旋板密封,由于密封腔室中气流旋流比的减小使由偏心涡动引起的周向压力非均匀程度进一步增强,所以气流激振力增大。同时,随着密封腔室中的气流旋流比的减小,周向高压区向逆时针方向移动,气流激振力的相位角略微增加。

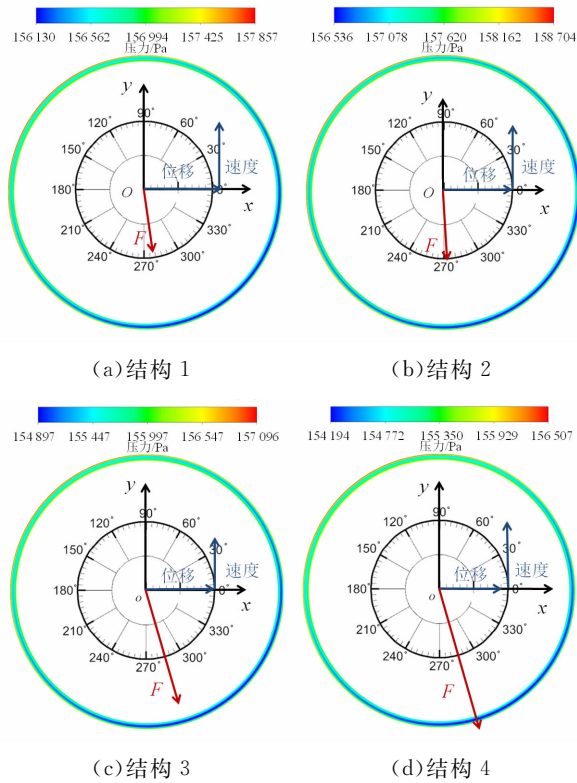


图 12  $\lambda_0 = 0.84$  时迷宫密封第 10 个腔室截面的静压云图及气流激振力相位图

Fig. 12 Static pressure contours and fluid excited force phase diagram in the tenth cavity of labyrinth seals ( $\lambda_0 = 0.84$ )

图 13 给出了 X 方向激励、 $t=0.1$  s 时,迷宫密封在进口预旋比为 0.84 和 1.32 下的切向气流激振力,此时 Y 方向激振力  $F_Y$  为切向激振力  $F_t$ 。在图 12 工况下,负切向气流激振力的方向与转子旋转方向相反,因此切向气流激振力越大越有利于减小涡动并提高转子稳定性。当进口预旋比增加时,4 种密封结构的负切向气流激振力分别减小了 42.6%、44.7%、33.3%、24.7%,说明密封腔室内部气流周



向速度增大会明显削弱转子稳定性。预旋比为 0.84 时,3 种带腔室防旋板密封相对于进口防旋板密封负切向气流激振力分别增加了 10.8%、78.9%、119.4%。预旋比为 1.32 时,3 种带腔室防旋板密封相对于进口防旋板密封的负切向气流激振力分别增加了 6.7%、107.9%、187.9%。将腔室防旋板对应的转子面形状改为凹槽或凸台结构均有利于增大负切向气流激振力,尤其是凸台结构。

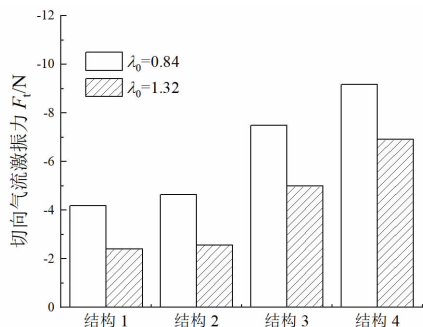


图 13 迷宫密封切向气流激振力 (X 向激励,  $t=0.1$  s)

Fig. 13 Tangential fluid excited force of labyrinth seals

(X direction excited,  $t=0.1$  s)

### 3 结 论

本文开展了迷宫密封的腔室防旋板和转子面一体化设计,对比分析了 4 种迷宫密封的泄漏特性和转子动力特性,研究了腔室防旋板和转子面一体化设计对密封转子动力特性的影响,得到以下结论。

(1) 4 种迷宫密封的泄漏量随着进口预旋比的增加而降低。4 种密封结构的泄漏量在预旋比从 0.84 增加到 1.32 时下降了 3.13%~3.40%。光滑转子面密封由于仅将第 5 个密封齿替换为腔室防旋板而减小了密封齿数,所以导致了泄漏量的增加。当腔室防旋板对应的转子面设计成凹槽结构时,增加了气流的耗散,设计成凸台时则有效地阻挡了齿间射流。在预旋比为 0.84 时,两种密封相比于进口防旋板密封泄漏量分别下降了 1.03%、1.60%。

(2) 在光滑转子面密封中,腔室防旋板转子面附近的气流受到转子面摩擦拖动,仍保持着与转子转动同向的周向流动。凹槽转子面密封和凸台转子面密封由于使气流在防旋板通道内形成了强烈的逆向旋流,有效地降低了旋流比,分别使腔室防旋板出口的旋流比下降了 0.25 和 0.41 左右。

(3) 仅在静子上增加腔室防旋板会导致迷宫密封的交叉刚度略微增加,而改变腔室防旋板正对的转子面结构,尤其是凸台结构,能明显降低迷宫密封

的交叉刚度。预旋比为 0.84 时,凹槽转子面密封和凸台转子面密封均能在整个频率范围内保持为稳定的负交叉刚度,凸台转子面密封的负交叉刚度比凹槽转子面密封增加了 62.3%~126.4%。进口预旋比为 1.32 时,只有凸台转子面密封仍在整个频率范围内保持为稳定的负交叉刚度。

(4) 进口预旋比为 0.84 时,4 种密封的有效阻尼均为正。相比于进口防旋板密封结构,在 40 Hz 之后,光滑转子面密封的有效阻尼提高了 20.0% 以内,凹槽转子面密封提高了 48.7%~144.1%,凸台转子面密封提高了 59.8%~254.0%。在预旋比增大到 1.32 后,密封的有效阻尼降低。其中,进口防旋板密封和光滑转子面密封在低频下降为不稳定的负有效阻尼,穿越频率分别为 28.3 Hz 和 33.1 Hz。凹槽转子面密封和凸台转子面密封在整个频率范围内均为正有效阻尼。

(5) 进口预旋比从 0.84 增加到 1.32 时,4 种密封的负切向气流激振力分别减小了 42.6%、44.7%、33.3%、24.7%。在预旋比为 0.84 时,3 种带腔室防旋板密封相比于进口防旋板密封,负切向气流激振力分别增加了 10.8%、78.9%、119.4%。因此,腔室防旋板和转子面一体化设计,尤其是凸台转子面密封,能明显提高气流作用在转子上的负切向气流激振力,并有效增强转子稳定性。

### 参考文献:

- [1] 李军,晏鑫,李志刚. 热力透平密封技术 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2016: 23-241.
- [2] 李志刚,方志,李军. 液相和多相环境下环形动密封泄漏流动和转子动力特性的研究进展 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(9): 1-22.  
LI Zhigang, FANG Zhi, LI Jun. Review of the leakage flow and rotordynamic characteristics of the annular dynamic seals in liquid and multiple phases conditions [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(9): 1-22.
- [3] CHUPP R E, GHASRIPOOR F, TURNQUIST N A, et al. Advanced seals for industrial turbine applications: dynamic seal development [J]. Journal of Propulsion and Power, 2002, 18(6): 1260-1266.
- [4] 孙丹,王双,艾延廷,等. 阻旋栅对密封静力与动力特性影响的数值分析与实验研究 [J]. 航空学报, 2015, 36(9): 3002-3011.  
SUN Dan, WANG Shuang, AI Yanting, et al. Numerical and experimental research on performance of swirl brakes for the static and dynamic characteristics

- of seals [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2015, 36(9): 3002-3011.
- [5] 陈尧兴, 李志刚, 李军. 非均匀进汽时迷宫密封汽流激振动力特性的研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2017, 51(9): 145-152.
- CHEN Yaoxing, LI Zhigang, LI Jun. Fluid excited rotordynamic characteristics of labyrinth seal during non-uniform inlet flowing [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2017, 51(9): 145-152.
- [6] 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.
- [7] LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Labyrinth seal rotordynamic characteristics: part I operational conditions effects [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2016, 32(5): 1199-1211.
- [8] LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Labyrinth seal rotordynamic characteristics: part II geometrical parameter effects [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2016, 32(5): 1281-1291.
- [9] 李志刚, 陈尧兴, 李军. 高偏心率下旋转密封泄漏特性和静态动力特性研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2017, 51(7): 1-7.
- LI Zhigang, CHEN Yaoxing, LI Jun. Investigation on the leakage and static dynamic characteristics of rotating seals at high eccentricity ratios [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2017, 51(7): 1-7.
- [10] ZHANG Wanfu, MA Kai, CAO Hao, et al. The static instability characteristics of labyrinth seals: experiments and computational fluid dynamics verification [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2020, 142(4): 041005.
- [11] MUSZYNSKA A, BENTLY D E. Anti-swirl arrangements prevent rotor/seal instability [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1989, 111(2): 156-162.
- [12] CHILDS D W, RAMSEY C. Seal-rotordynamic-coefficient test results for a model SSME ATD-HPFTP turbine interstage seal with and without a swirl brake [J]. *Journal of Tribology*, 1991, 113(1): 198-203.
- [13] IWASAKI M, KAWASHITA R, OMURA N, et al. Effect of partial admission and swirl brakes on destabilization force of labyrinth gas seal [C]// *ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. New York, NY, USA: ASME, 2020: V10AT25A003.
- [14] SUN Dan, WANG Shuang, FEI Chengwei, et al. Numerical and experimental investigation on the effect of swirl brakes on the labyrinth seals [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, 138(3): 032507.
- [15] SUN Dan, WANG Shuang, XIAO Zhonghui, et al. Measurement versus predictions of rotordynamic coefficients of seal with swirl brakes [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2015, 94: 188-199.
- [16] 冀大伟, 李军, 宁宵. 防旋板对迷宫密封转子动力特性影响的研究 [J]. *热力透平*, 2017, 46(3): 164-168, 189.
- JI Dawei, LI Jun, NING Xiao. Investigations on the effect of inlet swirl brake structure on the rotor dynamic coefficients of labyrinth seal [J]. *Thermal Turbine*, 2017, 46(3): 164-168, 189.
- [17] CHILDS D W, MCLEAN J E Jr, ZHANG Min, et al. Rotordynamic performance of a negative-swirl brake for a tooth-on-stator labyrinth seal [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, 138(6): 062505.
- [18] UNTAROIU A, JIN Hanxiang, FU Gen, et al. The effects of fluid preswirl and swirl brakes design on the performance of labyrinth seals [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2018, 140(8): 082503.
- [19] ZHANG Wanfu, WU Kexin, GU Chengjing, et al. Swirl brakes optimization for rotordynamic performance improvement of labyrinth seals using computational fluid dynamics method [J]. *Tribology International*, 2021, 159: 106990.
- [20] 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.
- [21] CHEN Yaoxing, LI Zhigang, LI Jun, et al. Effects of swirl brake axial arrangement on the leakage performance and rotor stability of labyrinth seals [J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2021, 34(1): 22-31.
- [22] 李志刚, 郎骥, 李军, 等. 迷宫密封泄漏特性的试验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2011, 45(3): 48-52, 64.
- LI Zhigang, LANG Ji, LI Jun, et al. Experiment on leakage flow characteristics of labyrinth seal [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2011, 45(3): 48-52, 64.

[23] LI Jiming, DE CHOUDHURY P, KUSHNER F. Evaluation of centrifugal compressor stability margin and investigation of antiswirl mechanism [C] // Proceedings of the Thirty-Second Turbomachinery Symposium. [S.l.]: [s. n. ], 2003: 49-58.

[24] 薛文松, 方志, 王天昊, 等. 防旋板结构的迷宫密封转子动力特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(3): 105-116.

XUE Wensong, FANG Zhi, WANG Tianhao, et al. Investigation on the rotordynamic characteristics of labyrinth seal with swirl brakes [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(3): 105-116.

[25] 方志, 李志刚, 王天昊, 等. 动密封转子动力特性谐波激励实验测试方法 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(6): 85-96.

FANG Zhi, LI Zhigang, WANG Tianhao, et al. The harmonic excitation mechanical impedance method for the measurements of rotordynamic characteristics of rotating seals [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(6): 85-96.

(编辑 陶晴 杜秀杰)