

贯通与间隔式逆滞流迷宫密封动力特性研究

顾乾磊¹, 张万福¹, 李 春¹, 杨建刚²

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 东南大学 火电机组振动国家工程研究中心, 江苏 南京 210096)

摘 要:提出贯通式与间隔式两种新型逆滞流迷宫密封结构,通过在密封齿上设计微型逆滞喷管,贯通相邻密封腔,利用自然压差产生逆向射流,产生滞止效应,抑制密封腔内周向流动。应用基于微元理论的密封动力特性系数识别方法研究两种逆滞喷管密封动力特性,并与传统迷宫密封进行对比。研究表明:逆滞流迷宫密封产生的反旋流对抑制密封腔内周向流动具有较好的效果;间隔式较贯通式逆滞流迷宫密封具有更高的稳定性,高涡动频率下有效阻尼可达原结构的200%;逆滞喷管的布置增加了原结构密封的泄漏量,但可通过调节周向逆滞喷管数量,满足机组对稳定性需求的同时具有相对较低的泄漏量。

关 键 词:迷宫密封;周向流动;动力特性;稳定性;计算流体力学

中图分类号:TK14 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2020.02.006

[引用本文格式]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.

Study on Rotordynamics of the Through and Interval Type of Anti-stagnant Labyrinth Seal

GU Qian-lei¹, ZHANG Wan-fu¹, LI Chun¹, YANG Jian-gang²

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, Post Code: 200093;
2. National Engineering Research Center of Turbogenerator Vibration, Southeast University, Nanjing, Jiangsu, China, Post Code: 210096)

Abstract: The through and interval type of an anti-stagnant labyrinth seal were proposed to generate opposed jet, suppressing the circumferential flow in the seal cavity by pressure-driven micro-nozzles on the adjacent seal tooth. The identification method using the infinitesimal method was applied to predict rotor-dynamic coefficients of annular gas seals. The dynamic characteristics of two types of anti-stagnant labyrinth seals were calculated. The new structure was compared with that of the traditional labyrinth seal. The reverse swirl produced by the anti-stagnant labyrinth seal has better effects on restraining circumferential flow in the seal cavity. The new structure has better stability with the effective damping coefficient 200% of the original structure at high whirling frequency. The leakage of the anti-stagnant labyrinth seal is slightly higher than that of the original structure, but it can obtain the stability with relatively low leakage flowrate by adjusting the circumferential number of the anti-stagnant nozzles.

Key words: labyrinth seal, circumferential flow, dynamic characteristics, stability, computational fluid dynamics

收稿日期:2019-06-05; 修订日期:2019-07-05

基金项目:国家自然科学基金(51875361, 51676131, 51575105)

Fund-supported Project: The National Natural Science Foundation of China (51875361, 51676131, 51575105)

作者简介:顾乾磊(1995-),男,江苏南通人,上海理工大学硕士研究生, E-mail: 18321257669@163.com.

引言

迷宫密封由于其结构简单、可靠、耐久等良好特性,广泛应用于各类透平机械。已有研究发现,流体进入迷宫密封前,由于高速转子带动,具有较大的周向速度分量,进入密封后腔内气体周向速度进一步增大,由于其结构周向贯通的特点,各密封腔内流场呈现螺旋流动^[1]。周向流动将导致各密封腔压力高点相对于最小密封间隙处发生偏移,从而引起垂直于转子偏心方向的切向气流力,降低密封-转子系统稳定性^[2-4]。张万福等人为减小切向气流力提出径向环形汽封^[5]。

为抑制迷宫密封内流场周向速度分量,提高其稳定性,主要有两种方法:(1) 在密封段前部设置阻旋栅(swirl brake)对气流方向进行控制;(2) 通过开孔射流(shunt injection)的方式进行阻旋。1980年 Benckert 和 Wachter 第一次通过实验表明密封进口处同转动方向的流动,会使密封产生了不稳定的交叉刚度,而反向预旋的方式可有效抵消周向流动,极大提高密封稳定性^[6]。这种现象引起了对“逆向预旋”的研究,Kirk 研究了逆向射流对压缩机振动的影响,并成功解决离心压缩机次同步谐振问题^[7]。Memmott 同样采用开孔射流的方法解决高参数离心压缩机次同步谐振,取得较好效果^[8]。Soto 和 Childs 实验研究了开孔射流对迷宫密封动力特性的影响,在迷宫密封第四个齿布置周向射流孔,对比压比、转速与不同方向射流对密封稳定性影响,发现不同工况下逆向射流均可有效减小交叉刚度系数,提高迷宫密封有效阻尼^[9]。Childs 等人实验测试了高进口参数(最高压力 7 MPa,最高转速 20 200 r/min)下传统阻旋栅迷宫密封动力特性,同时采用 CFD 方法预测逆旋栅作用下的迷宫密封动力特性系数,对比发现逆旋栅可有效提高密封稳定性^[10]。Untaroiu 对逆旋栅几何参数研究,进而更高效地抑制周向流动,提升稳定性^[11]。国内关于预旋对密封动力特性的研究相对较少,Sun 等人实验测试了阻旋栅尺寸与周向布置数量对密封静力与动力特性的影响,并与 CFD 计算结果进行对比,发现增加阻旋栅数量有利于降低密封流场内周向压力分布不均,从而提升密封稳定性^[12]。

上述研究均表明周向流动是造成密封失稳的主要原因,且设置阻旋栅或开孔射流是提高转子-密封系统稳定性的有效手段。然而设置阻旋栅或射流阻旋,均只作用在迷宫密封上游,进而抑制气流进口处的周向流动。对于实际密封系统,存在如下问题:(1) 对于高转速工况,仅在密封入口处抑制气流周向分量作用有限;(2) 阻旋栅与射流孔的布置均需要额外的空间,且射流阻旋需要高压气源,系统复杂性提高。因此,如何在有限空间、固定几何尺寸及不增加密封系统复杂性情况下提高密封动力稳定性急需更深入研究。

本文提出一种新型逆滞流迷宫密封。利用相邻密封腔存在压力差的特点,设计微型喷管连通相邻密封腔,产生逆向高速射流,改善密封腔室周向流动,并建立逆滞流迷宫密封计算流体力学模型,采用基于微元理论的密封动力特性系数识别方法研究两种逆滞喷管布置方式对密封动力特性的影响,并与传统迷宫密封进行对比。

1 逆滞流迷宫密封结构

图 1 为贯通式逆滞流迷宫密封示意图(每个密封齿上均布置逆滞喷管),间隔式则为沿轴向间隔布置密封齿喷管。

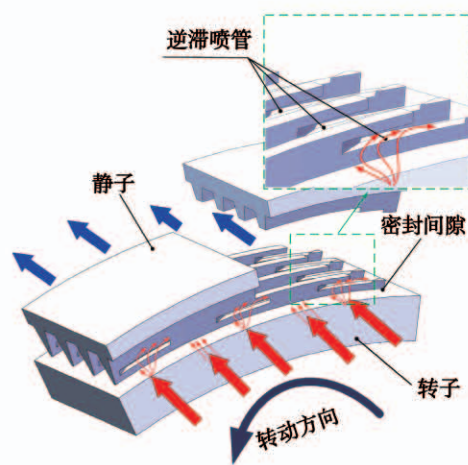


图 1 逆滞流迷宫密封(贯通式)

Fig.1 Geometry of the anti-stagnant labyrinth seal (through type)

在传统迷宫密封齿上布置逆向微型喷管,在自然压差的驱动下部分流体在逆滞喷管引导下逆转

向、逆原流体流动方向射入相邻密封腔,使部分流体产生滞止效应,抑制密封腔内的周向流动,提升密封系统稳定性,并可通过密封进出口压差自调节射流强度。此外,逆滞喷管的布置,使得密封腔与喷管流道组成亥姆霍兹共振腔结构。亥姆霍兹共振腔主要部分为空腔与管状端口,图2给出了典型亥姆霍兹共振腔模型。

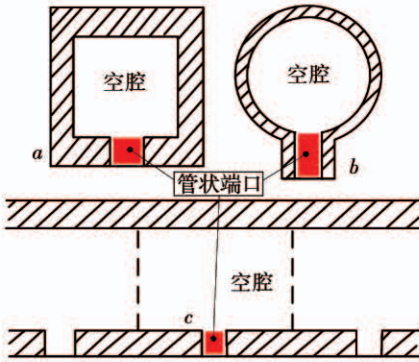


图2 亥姆霍兹共振腔模型

Fig.2 Helmholtz resonance model

对于亥姆霍兹共振腔,当其内部空气受到外界强制压缩时,管状端口内(喷管内)的工质会类似于弹簧一样发生往复性振动,而空腔(密封腔)内工质对其产生恢复力^[13]。转子涡动导致密封腔内周向压力产生动态变化,造成逆滞喷管内工质产生振动。动态变化的压力作用方向与振动速度方向相反,增加了密封流道耗散作用,从而提高密封的阻尼系数^[14]。

2 密封动力特性系数识别方法

计算流体力学方法正广泛应用于密封内流动特性的研究,从准稳态旋转坐标系法发展到瞬态涡动法,识别精度不断提升^[15-17]。然而,针对实际情况下任意椭圆轨迹、任意偏心位置的密封动力特性数值识别方法的研究还较为鲜见。

图3为气缸-密封系统模型二维示意图,假设转子在任意偏心位置上以椭圆轨迹涡动。其中, O 为密封中心, O_1 为转子中心, O_1 为转子静平衡位置或涡动中心。 (X,Y) 坐标系以 O 为原点, (η,ξ) 坐标系以 O_1 为原点。将 (η,ξ) 坐标系,绕点 O_1 逆时针旋转角度 θ ,此时 e 轴与椭圆轨迹长半轴重合,建立 (e,α) 坐标系。

转子做椭圆轨迹涡动,涡动角速度为 $\Omega_i (i=1, 2, 3, \dots, n)$, (X,Y) 坐标系下的涡动轨迹为:

$$\begin{cases} X = a \cdot \cos(\Omega_i t) \cdot \cos\theta - b \cdot \sin(\Omega_i t) \cdot \sin\theta + X_0 \\ Y = a \cdot \cos(\Omega_i t) \cdot \sin\theta + b \cdot \sin(\Omega_i t) \cdot \cos\theta + Y_0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: θ —椭圆轨迹倾斜角 $\theta \in (0^\circ, 360^\circ)$; a, b —椭圆轨迹的长、短半轴长度; X_0, Y_0 —涡动轨迹中心在 (X,Y) 坐标系下的横纵坐标。

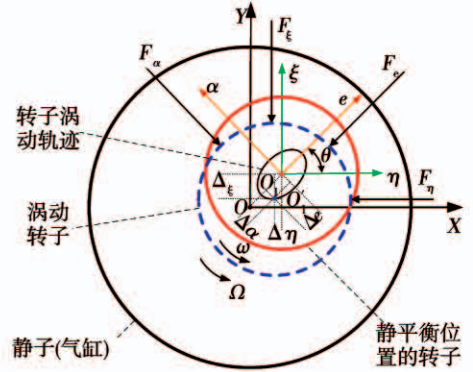


图3 气缸-密封系统模型

Fig.3 Cylinder-seal system model

式中: F_η, F_ξ —转子在 η 和 ξ 方向所受气流量; F_e, F_α —转子在 e 和 α 方向所受气流量。

在 (e,α) 坐标系中,椭圆轨迹方程为:

$$\begin{cases} e = a \cdot \cos(\Omega_i t) \\ \alpha = b \cdot \sin(\Omega_i t) \end{cases} \quad (2)$$

相应的转子涡动速度为:

$$\begin{cases} \dot{e} = -a \cdot \Omega_i \cdot \sin(\Omega_i t) \\ \dot{\alpha} = b \cdot \Omega_i \cdot \cos(\Omega_i t) \end{cases} \quad (3)$$

以 O_1 为原点建立坐标系,忽略气体质量惯性力影响,转子小涡动轨迹下密封动力学模型可线性简化为:

$$-\begin{Bmatrix} \Delta F_e \\ \Delta F_\alpha \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{ee} & K_{e\alpha} \\ K_{\alpha e} & K_{\alpha\alpha} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e \\ \alpha \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{ee} & C_{e\alpha} \\ C_{\alpha e} & C_{\alpha\alpha} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{e} \\ \dot{\alpha} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

式中: $\Delta F_e = F_e - F_{e_0}$; $\Delta F_\alpha = F_\alpha - F_{\alpha_0}$, e, α —转子涡动位移; $\dot{e}, \dot{\alpha}$ —转子涡动速度; F_e, F_α —转子所受气流量; F_{e_0}, F_{α_0} —转子几何中心与涡动中心重合时所受稳态气流量; $K_{ee}, K_{e\alpha}, K_{\alpha e}, K_{\alpha\alpha}$ —密封刚度系数; $C_{ee}, C_{e\alpha}, C_{\alpha e}, C_{\alpha\alpha}$ —密封阻尼系数。

将式(2)与式(3)代入式(4)得:

$$\begin{cases} -\Delta F_e = a \cdot K_{ee} \cdot \cos(\Omega t) + b \cdot K_{e\alpha} \cdot \sin(\Omega t) - \\ a \cdot C_{ee} \cdot \Omega \cdot \sin(\Omega t) + b \cdot C_{e\alpha} \cdot \Omega \cdot \cos(\Omega t) \\ -\Delta F_\alpha = a \cdot K_{\alpha e} \cdot \cos(\Omega t) + b \cdot K_{\alpha\alpha} \cdot \sin(\Omega t) - \\ a \cdot C_{\alpha e} \cdot \Omega \cdot \sin(\Omega t) + b \cdot C_{\alpha\alpha} \cdot \Omega \cdot \cos(\Omega t) \end{cases} \quad (5)$$

应用瞬态法得到任意涡动角速度 Ω_i 转子所受气流力,在 $t=0$ 和 $t=T/4$ 时刻,转子在 e 方向和 α 方向气流力为 $F_{e(t=0,\Omega=\Omega_i)}$ 、 $F_{\alpha(t=0,\Omega=\Omega_i)}$ 、 $F_{e(t=T/4,\Omega=\Omega_i)}$ 、 $F_{\alpha(t=T/4,\Omega=\Omega_i)}$ 。

将 $t=0$ 、 $t=T/4$ 代入方程(5)可得:

$$\begin{cases} \Delta F_{e(t=0,\Omega=\Omega_i)} = -a \cdot K_{ee} - b \cdot C_{e\alpha} \\ \Delta F_{\alpha(t=0,\Omega=\Omega_i)} = -a \cdot K_{\alpha e} - b \cdot C_{\alpha\alpha} \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} \Delta F_{e(t=T/4,\Omega=\Omega_i)} = -b \cdot K_{e\alpha} + a \cdot C_{ee} \\ \Delta F_{\alpha(t=T/4,\Omega=\Omega_i)} = -b \cdot K_{\alpha\alpha} + a \cdot C_{\alpha e} \end{cases} \quad (7)$$

式(6)~(7)中刚度与阻尼系数均为关于涡动角速度 Ω_i 的函数。以涡动角速度 Ω_i 为横坐标, $\Delta F_{e(t=0,\Omega=\Omega_i)}$ 、 $\Delta F_{\alpha(t=0,\Omega=\Omega_i)}$ 、 $\Delta F_{e(t=T/4,\Omega=\Omega_i)}$ 和 $\Delta F_{\alpha(t=T/4,\Omega=\Omega_i)}$ 为纵坐标,得到如图4所示气流力之差随涡动频率变化,分别记作曲线 $\Omega - \Delta F_{e(t=0,\Omega=\Omega_i)}$ 、 $\Omega - \Delta F_{\alpha(t=0,\Omega=\Omega_i)}$ 、 $\Omega - \Delta F_{e(t=T/4,\Omega=\Omega_i)}$ 、 $\Omega - \Delta F_{\alpha(t=T/4,\Omega=\Omega_i)}$,图中以曲线 $\Omega - \Delta F_{e(t=0,\Omega=\Omega_i)}$ 为例给出不同涡动频率下气流力数据点获取示意。

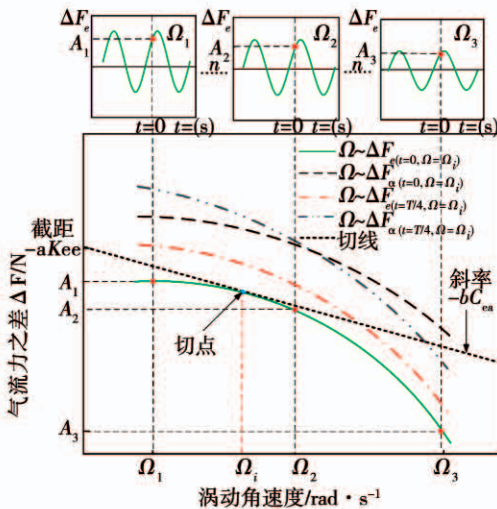


图4 气流力之差随涡动频率变化

Fig.4 Seal force difference vs. whirling frequency

对于任意涡动角速度 Ω_i ,取微元 $(\Omega_i, \Omega_i + \Delta\Omega)$,当 $\Delta\Omega \rightarrow 0$ 时,微元段内动力特性系数不随涡

动角速度变化而发生改变,即当涡动角速度为 Ω_i 和 $\Omega_i + \Delta\Omega$ 时密封动力特性系数 K_{ee} 、 $K_{e\alpha}$ 、 $K_{\alpha e}$ 、 $K_{\alpha\alpha}$ 、 C_{ee} 、 $C_{e\alpha}$ 、 $C_{\alpha e}$ 、 $C_{\alpha\alpha}$ 不发生改变。将涡动角速度为 Ω_i 时对应的作用在密封段转子上的力 $\Delta F_{e(t=0,\Omega=\Omega_i)}$ 和涡动角速度为 $\Omega_i + \Delta\Omega$ 时对应的作用在密封段转子上的力 $\Delta F_{e(t=0,\Omega=\Omega_i+\Delta\Omega)}$ 代入式(6)得:

$$\begin{cases} \Delta F_{e(t=0,\Omega=\Omega_i)} = -a \cdot K_{ee} - b \cdot C_{e\alpha} \cdot \Omega_i \\ \Delta F_{e(t=0,\Omega=\Omega_i+\Delta\Omega)} = -a \cdot K_{ee} - \\ b \cdot C_{e\alpha} \cdot (\Omega_i + \Delta\Omega) \end{cases} \quad (8)$$

对微元段 $\Delta\Omega$ 取极限得:

$$\lim_{\Delta\Omega \rightarrow 0} \frac{\Delta F_{e(t=0,\Omega=\Omega_i+\Delta\Omega)} - \Delta F_{e(t=0,\Omega=\Omega_i)}}{\Delta\Omega} = -b \cdot C_{e\alpha} \quad (9)$$

由式(9)得拟合曲线在横坐标为 Ω_i 处切线的斜率。如图4所示,过曲线 $\Omega - \Delta F_{e(t=0,\Omega=\Omega_i)}$ 上任意点作切线,切线斜率为式(6)中的系数 $-bC_{e\alpha}$,得 $C_{e\alpha}$ 即切点横坐标对应的涡动角速度下的交叉阻尼系数,切线在纵坐标上的截距即为式(6)中的常数项 $-aK_{ee}$,得 K_{ee} 即切点横坐标对应的涡动角速度下的直接刚度系数。同理,可得不同涡动转速下的动力特性系数 K_{ee} 、 $K_{\alpha e}$ 、 $K_{e\alpha}$ 、 $K_{\alpha\alpha}$ 、 C_{ee} 、 $C_{\alpha e}$ 、 $C_{e\alpha}$ 、 $C_{\alpha\alpha}$ 。

通过转换坐标系,得刚度系数与阻尼系数:

$$\begin{bmatrix} K_{yy} & K_{yx} \\ K_{xy} & K_{xx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin\theta & \cos\theta \\ \cos\theta & -\sin\theta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} K_{ee} & K_{e\alpha} \\ K_{\alpha e} & K_{\alpha\alpha} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$\begin{bmatrix} C_{yy} & C_{yx} \\ C_{xy} & C_{xx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin\theta & \cos\theta \\ \cos\theta & -\sin\theta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} C_{ee} & C_{e\alpha} \\ C_{\alpha e} & C_{\alpha\alpha} \end{bmatrix} \quad (11)$$

3 数值计算方法

3.1 逆滞流迷宫密封几何模型

图5给出了间隔式与贯通式逆滞流迷宫密封三维结构示意图。图6为逆滞流迷宫密封截面图,间隔式逆滞流迷宫密封(简称间隔式)即为1、3、5、7、9号密封齿处布置周向喷管,贯通式逆滞流迷宫密封(简称贯通式)则为1~9号均布置喷管。表1给出了逆滞流迷宫密封结构具体尺寸。单个逆滞喷管周向扫略角度为 6° 。

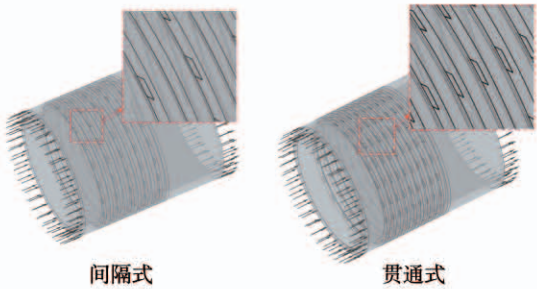


图 5 逆滞流迷宫密封结构示意图

Fig. 5 The geometry of the anti-stagnant labyrinth seals

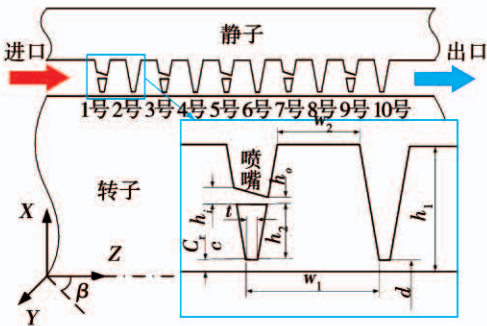


图 6 逆滞流迷宫密封截面图(间隔式)

Fig. 6 Sectional view of the anti-stagnant labyrinth seal

表 1 密封几何尺寸

Tab. 1 Seal dimensions

几何参数	数 值
直径 d/mm	60
间隙 C_r/mm	0.2
齿数	10
密封腔宽度 w_1/mm	3.8
密封腔高度 h_1/mm	3.5
齿厚度 t/mm	0.25
腔顶宽度 w_2/mm	2.3
喷管进口高度 h_i/mm	0.15
喷管出口高度 h_o/mm	0.05
喷管高度 h_2/mm	1.65
周向喷管数量	20
喷管偏转角 $\beta/(\circ)$	45°

3.2 数值模型

为提高计算精度,流场采用结构化网格,并对流动变化剧烈的齿顶处进行适当加密。采用壁面函数法将壁面的物理量与湍流核心区联系,并将 y^+ 值控制在 30 ~ 300 区间范围内。为消除网格密度对结果影响,对两种密度网格进行验证计算,对密封结构周向与径向进行加密,初始网格与加密后网格数分别

为 240 与 560 万,不同工况下作用于转子气流力误差均小于 1.5%。对于 10 齿迷宫密封,249 万网格密度已满足模拟所需精度。图 7 给出单列喷管贯通式逆滞流迷宫密封流场网格示意图,完整模型网格数为 249 万。

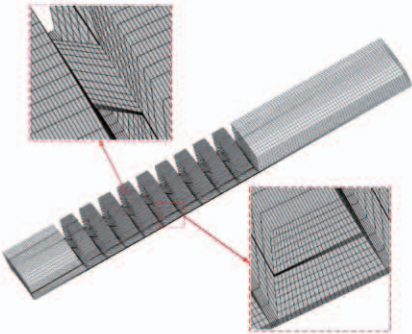


图 7 局部密封流场网格划分

Fig. 7 Local grid distribution

3.3 计算工况

表 2 给出了数值计算工况参数。在密封进口设置总温、总压,出口设置平均静压出口。瞬态计算的时间步长依据涡动频率进行调整,将转子涡动轨迹简化为圆轨迹,涡动中心为密封几何中心。在计算模拟时采用了动网格方法,运用 CEL (CFX Expression Language) 设定网格运动轨迹,网格的运动由转子的涡动方程决定。当转子表面偏心和垂直于偏心方向受力呈现周期性变化、不同周期内对应点受力值相差小于 0.001 N、进出口流量相差小于 0.1% 时,认为计算收敛。

表 2 工况参数

Tab. 2 Calculation conditions

计算工况	参数设置
工质	空气(理想气体)
湍流模型	$k-\varepsilon$
壁面设置	绝热、光滑
偏心率/%	5
时间步长/s	$1/(360 \cdot \Omega_i)$
进口温度 T/K	287
涡动频率/Hz	30, 90, ..., 240, 270
进口压力 p_{in}/MPa	0.69
出口压力 p_{out}/MPa	0.10
转子转速 $\omega/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	15 000
涡动轨迹	圆轨迹
进口预旋	无

3.4 有效性验证

采用基于微元理论的动力特性识别方法,得到不同涡动频率下 $t=0$ 和 $t=T/4$ 时刻转子径向与切向气流力随涡动频率的变化曲线,并通过计算气流力随涡动频率变化曲线任意位置处切线斜率与截距得到密封动力特性系数。CFD 计算结果对气流力的识别准确性决定了动力特性系数识别精度。为此,在透平机械流体激振实验台上开展转子受力研究,对比了传统迷宫密封不同偏心率下气流力数值计算结果与实验值,验证数值方法可靠性。

图 8 为转子-密封系统实验装置,图 9 为实验气缸与密封结构实物图。实验密封尺寸如表 1 所示。

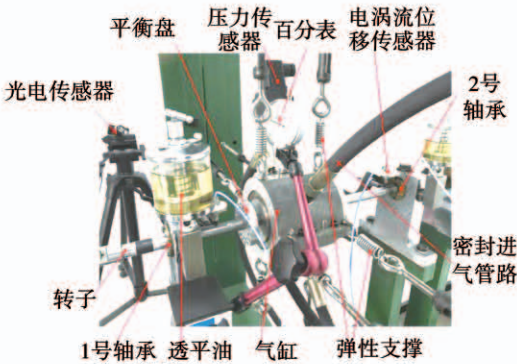


图 8 转子-密封系统实验装置

Fig. 8 Experimental device of the rotor-seal system

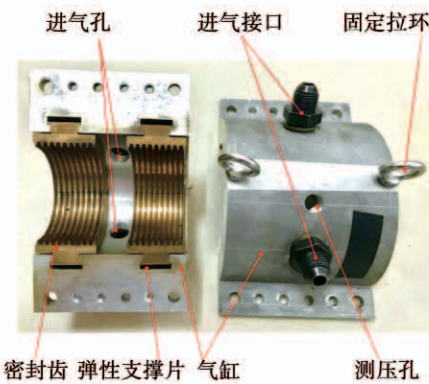


图 9 气缸与密封结构实物图

Fig. 9 Stator and seal

密封采用中间进气方式,在气缸中部共布置 4 个周向对称的进气口,高压气体从 4 个进气口进气并经过密封腔室向两端排入大气,进气压力 0.69 MPa,转速为零。由于实验转子半径较小,进口压力参数较低,导致气流力较小,识别难度大。因此,实

验气缸采用弹性支撑方式,通过弹簧支撑实验气缸,可放大气流力作用下气缸的动力响应。通过测试气缸偏移量与弹簧刚度得到气缸所受静态气流力。实验中可通过调节弹簧拉杆,控制气缸与转子相对位置,得到不同偏心的密封状态(气缸受力后的偏移量远小于密封间隙,忽略其对偏心率影响)。表 3 给出了转子受力实验与模拟数据对比,误差均在 3% 以内,验证了 CFD 计算结果可靠性。

表 3 转子受力实验与模拟数据对比

Tab. 3 Comparison of experimental and simulation rotor force data

偏心率/%	实验值/N	模拟值/N	误差/%
0	0.011	0	1.00
5	0.422	0.412	2.37
10	0.793	0.780	1.64
15	1.124	1.156	2.85

4 计算结果与讨论

4.1 周向流动抑制效果

图 10 为原始密封、间隔式与贯通式逆滞流迷宫密封腔内切向速度矢量图,图中 Y 为切向正方向。转子以 Z 轴为转轴,遵循右手螺旋定则逆时针转动。

从图 10(a)可以看出,密封腔内工质在转子壁面的带动下产生同转动方向的切向速度分量,且各腔切向速度分布沿轴向变化不大,每个腔均为独立部分,切向速度叠加效应并不明显。对比图 10(b)与图 10(c)可以发现,贯通式作用效果更明显,密封腔内周向流动在逆滞喷管的作用下发生逆转。此外,从图 10(b)间隔式密封腔周向速度矢量分布,可以发现,逆滞喷管仅对下游相邻密封腔作用效果明显,对下游密封腔无叠加作用。

4.2 喷管布置方式对密封动力特性影响

密封的有效阻尼系数是衡量转子密封系统整体稳定性的重要指标,定义^[18]:

$$\begin{cases} C_{\text{avg}} = (C_{xx} + C_{yy})/2 \\ C_{\text{eff}} = C_{\text{avg}} + K_{yx}/\Omega \end{cases} \quad (12)$$

式中: C_{xx} 和 C_{yy} — X 与 Y 方向上的直接阻尼系数; K_{yx} —交叉刚度系数(涡动轨迹为圆轨迹, K_{yx} 与 K_{xy} 互为相反数); Ω —涡动角速度; C_{eff} —密封的有效阻

尼,其值越大系统越稳定。

为研究逆滞流迷宫密封喷管布置方式对系统稳定性的影响,识别了贯通式与间隔式两种逆滞流密封的直接阻尼、交叉刚度与有效阻尼系数,并与原结构传统迷宫密封进行对比。

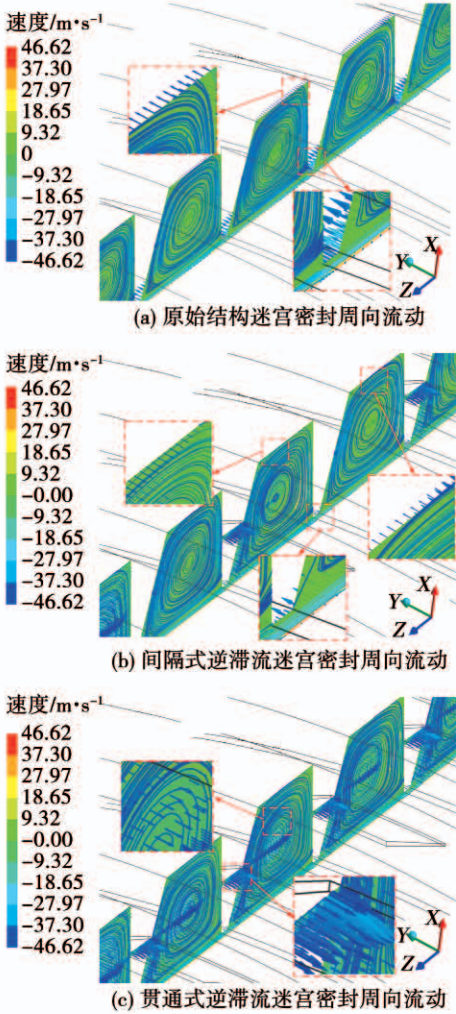


图 10 各结构密封切向速度矢量图

Fig. 10 Tangential velocity vector of seals for various structures

图 11 给出了各结构迷宫密封直接阻尼系数 C_{avg} 随涡动频率的变化情况(工况参数: $p_{in} = 0.69$ MPa, $p_{out} = 0.1$ MPa, $\omega = 15\,000$ r/min)。各结构直接阻尼系数随涡动频率变化较小,表现出较小的频率依赖性。直接阻尼均为正值,且贯通式逆滞迷宫密封具有最高的直接阻尼,间隔式次之,传统迷宫密封最小。逆滞喷管产生的亥姆霍兹效应极大地增加了密封的直接阻尼系数,间隔式(100 个逆滞喷管)与贯通式(180 个逆滞喷管)逆滞密封直接阻尼系数

约为原结构的 15 倍与 20 倍(~ 125 Hz 以下)。直接阻尼系数随着逆滞流喷管数量的增加而变大,但增加趋势逐渐减小。

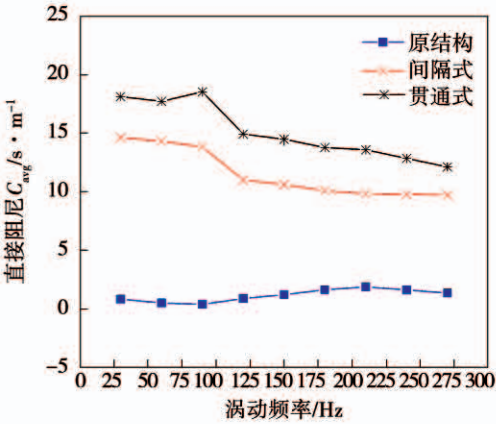


图 11 直接阻尼 C_{avg} 随涡动频率变化

Fig. 11 Direct damping vs. whirl frequency

图 12 给出了各结构迷宫密封交叉刚度系数 K_{yx} 随涡动频率的变化情况。原结构与间隔式逆滞流密封交叉刚度 K_{yx} 接近,且均表现出较小的频率依赖性。贯通式逆滞密封交叉刚度 K_{yx} 最小(均值约为原结构密封的 1/3),但随涡动频率提升而增加。高涡动频率下贯通式结构交叉刚度 K_{yx} 约为低频时的两倍,表现出较强的频率依赖性。

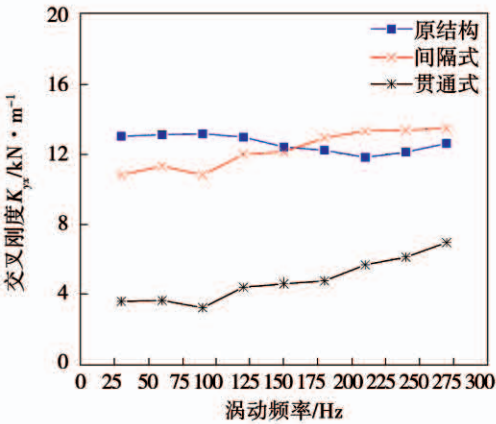


图 12 交叉刚度 K_{yx} 随涡动频率变化

Fig. 12 Cross-coupled stiffness K_{yx} vs. whirl frequency

图 13 给出了各结构迷宫密封有效阻尼 C_{eff} 随涡动频率的变化趋势。可以发现,各密封结构有效阻尼系数随着涡动频率的增加而降低,并趋于定值,其结果与李军等人采用 CFD 方法所得迷宫密封有效

阻尼系数 C_{eff} 变化趋势相符^[17]。涡动频率小于 90 Hz 时,贯通式有效阻尼系数小于传统迷宫密封,高频涡动下有效阻尼系数逼近间隔式。在各涡动频率下,间隔式逆滞流迷宫密封的有效阻尼 C_{eff} 最高,尤其在高涡动频(270 Hz)下其值达到了传统迷宫密封 200%,逆滞喷管间隔式布置能有效提高传统迷宫密封稳定性。

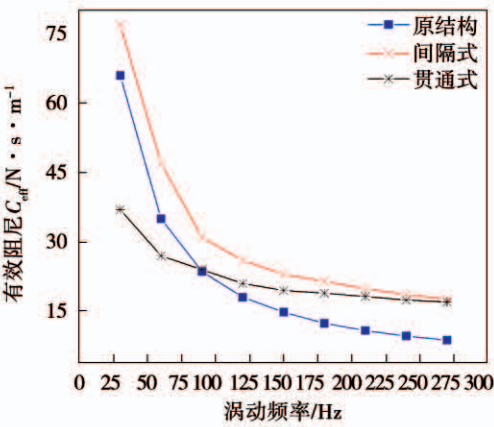


图 13 有效阻尼 C_{eff} 随涡动频率变化

Fig. 13 Effective damping C_{eff} vs. whirling frequency

4.3 周向喷管数量对泄漏特性与稳定性影响

表 4 给出了传统迷宫密封与贯通式与间隔式(周向 5、10 与 20 个喷管)逆滞流迷宫密封泄漏特性(工况参数: $p_{\text{in}}=0.69\text{ MPa}$ 、 $p_{\text{out}}=0.1\text{ MPa}$ 、 $\omega=0\text{ r/min}$)。逆滞迷宫密封的泄漏量相比于原结构迷宫密封略有增加,且泄漏量与逆滞喷管数量成正比,这主要由于泄漏路径的增加所导致,但与射流阻旋相比新型逆滞流迷宫密封对泄漏量影响较小(Soto 和 Childs^[9]采用射流阻旋后泄漏量增幅达到 100%)。

表 4 各结构迷宫密封泄漏量

Tab. 4 Leakage flowrate of various labyrinth seals

密封类型	泄漏量/ $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$	变化率/%
贯通式(20 个喷管)	29.659	3.89
间隔式(20 个喷管)	29.063	1.98
间隔式(10 个喷管)	28.732	0.95
间隔式(5 个喷管)	28.577	0.41
传统结构(对比)	28.461	0

图 14 给出了间隔式逆滞流迷宫密封及原结构有效阻尼随涡动频率变化趋势(3 种周向喷管数),工况参数为 $p_{\text{in}}=0.69\text{ MPa}$ 、 $p_{\text{out}}=0.1\text{ MPa}$ 、 $w=$

15 000 r/min。可以看出,周向逆滞喷管数量与密封稳定性成正相关,在高涡动频率下 10 喷管模型有效阻尼系数 C_{eff} 达到原结构的 160%,对应泄漏量增加 0.95%,5 喷管模型有效阻尼系数 C_{eff} 为原结构的 146%,对应泄漏量仅增加 0.41%。

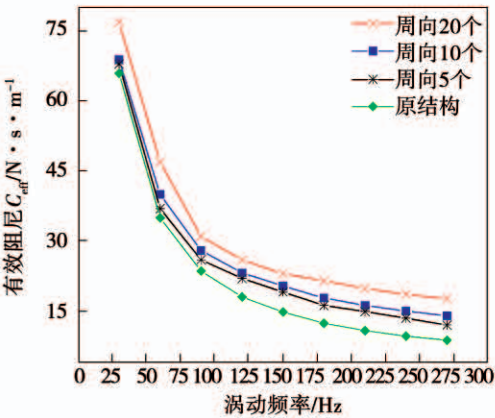


图 14 有效阻尼 C_{eff} 随涡动频率变化

Fig. 14 Effective damping C_{eff} vs. whirling frequency

现阶段可通过综合考虑稳定性与泄漏量对间隔式逆滞流密封周向喷管数量进行选取。此外,逆滞喷嘴的布置增加了密封腔内流动复杂性,可加剧密封腔内耗散作用,提高对泄漏抑制效果^[19]。逆滞喷管结构参数以及布置方式对泄漏量抑制效果还需进一步研究。

5 结 论

- (1) 逆滞流迷宫密封产生的反旋流对抑制密封腔内周向流动具有较好的效果。
- (2) 间隔式逆滞流迷宫密封较贯通式在各涡动频率上具有更高的稳定性,在高涡动频率下间隔式逆滞流密封有效阻尼系数 C_{eff} 为传统迷宫密封的 200%。
- (3) 逆滞流迷宫密封泄漏量较原结构略有增加,且泄漏量及有效阻尼系数与逆滞喷管数量成正相关。

参考文献:

[1] MOORE J J. Three-dimensional CFD rotordynamic analysis of gas labyrinth seals[J]. Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME, 125(4): 427–433.

[2] ZHANG Wan-fu, ZHANG Yao, YANG Jian-gang, et al. Influence of tilting rotor on characteristics of fluid-induced vibration for laby-

- rinth seals[J]. Journal of Vibroengineering, 2016, 18(8): 5416.
- [3] 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 Zhi-gang. Review of the leakage flow and rotodynamic characteristics of pocket damper seals[J]. Advances in Mechanics, 2011, 41(5): 519–536.
- [4] 孙 丹, 杨建刚, 曹 浩, 等. 密封气流量试验识别方法及影响因素研究[J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(5): 96–100.
- SUN Dun, YANG Jian-gang, CAO Hao, et al. Analysis on the experimental identification of seal force and its influence factors[J]. Proceedings of the Chinese Society for Electrical Engineering, 2011, 31(5): 96–100.
- [5] 张万福, 杨建刚, 曹 浩, 等. 径向环形汽封流动特性研究[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(20): 115–119.
- ZHANG Wan-fu, YANG Jian-gang, CAO Hao, et al. Research on flow characteristics of radial annular seal[J]. Proceedings of the Chinese Society for Electrical Engineering, 2012, 32(20): 115–119.
- [6] BENCKERT H, WACHTER J. Flow induced spring coefficients of labyrinth seal for applications in rotordynamics[C]. Workshop on Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery, Houston, USA, 1980.
- [7] KIRK R G. Labyrinth seal analysis for centrifugal compressor design—theory and practice[C]. Proceedings of the Second IFTOMM International Conference, Tokyo, Japan, 1986.
- [8] MEMMOTT E A. Tilt pad seal and damper bearing applications to high density centrifugal compressor[C]. Proceedings of the Third IFTOMM International Conference, Lyon, France, 1990.
- [9] SOTO E A, CHILDS D W. Experimental rotordynamic coefficient results for (a) a labyrinth seal with and without shunt injection and (b) a honeycomb seal[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(1): 153–159.
- [10] CHILDS D W, JAMES E, ZHANG Ming, 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, 2014, 138(6): 62505.
- [11] UNTARIOU A, JIN Han-xiang, 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): 82503.
- [12] SUN Dan, WANG Shuang, FEI Cheng-wei, 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): 32507.
- [13] VANCE J M, SHARMA A, JAYAKAR N. Effect of frequency and design parameters on pocket damper seal performance[C]. ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, New Orleans, USA, 2002.
- [14] VANCE J M, ZEIDAN F Y, MURPHY F Y, et al. Machinery vibration and rotordynamics[M]. Wiley, 2010, 284–285.
- [15] YAN Xin, HE Kun, LI Jun, et al. A generalized prediction method for rotordynamic coefficients of annular gas seals[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(9): 092506.
- [16] LI Jun, LI Zhi-gang, FENG Zhen-ping. Investigations on the rotordynamic coefficients of pocket damper seals using the multifrequency, one-dimensional, whirling orbit model and rans solutions[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(10): 102510.
- [17] LI Zhi-gang, 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, Transactions of the ASME, 2013, 135(3): 0310053.
- [18] 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.
- [19] SURYANARAYANAN S, MORRISON G L. Analysis of flow parameters influencing carry-over coefficient of labyrinth seals[C]. Proceedings of ASME Turbo Expo 2009. Power for Land, Sea and Air, Orlando, USA, 2009

(姜雪梅 编辑)