

螺旋槽对柱面气膜密封静力与动力特性影响机理研究*

张 然¹, 赵 欢¹, 孙 丹¹, 胡海涛², 常 城²

(1. 沈阳航空航天大学 航空发动机学院 辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室, 辽宁 沈阳 110136;
2. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 成都 610500)

摘 要: 螺旋槽对柱面气膜密封静力和动力特性有较大影响。应用非定常动网格技术建立了柱面气膜密封多频椭圆涡动静力与动力特性求解模型, 分析了不同工况及结构参数下螺旋槽对柱面气膜密封静力与动力特性的影响, 研究了螺旋槽对封严气体泵吸效应与流体动压效应影响, 揭示了螺旋槽对柱面气膜密封静力和动力特性的影响机理。研究表明: 随着进出口压比与偏心率的增大, 气膜内流体动压效应增强, 封严气体压力分布不均匀, 使得密封泄漏量增加。随着螺旋角的增大, 气体经过螺旋槽泵吸效应与挤压作用聚集在螺旋槽根部, 形成了较为明显的动压效应, 使得泄漏量增加。当螺旋角为 30° ~ 50° 时, 密封的径向气流力指向转子涡动中心, 切向气流力与转子涡动速度方向相反, 有效地抑制了转子涡动, 转子系统稳定性较好。

关键词: 螺旋槽; 柱面气膜密封; 转子多频涡动; 静力特性; 动力特性; 流体动压效应

中图分类号: V233.5 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2023) 03-210771-10

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.210771

Influence Mechanism of Spiral Groove on Static and Dynamic Characteristics of Cylinder Gas Film Seal

ZHANG Ran¹, ZHAO Huan¹, SUN Dan¹, HU Hai-tao², CHANG Cheng²

(1. Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technique for Aviation Propulsion System, Liaoning Province, School of Aero-Engine, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;
2. AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: The spiral groove has a great influence on the static and dynamic characteristics of the cylinder gas film seal. The unsteady dynamic grid technology is used to establish the solution model of the dynamic and static characteristics of multi-frequency elliptic vortex of cylindrical gas film seal. The effects of spiral groove on the static and dynamic characteristics of cylindrical gas film seal under different working conditions and structural parameters are analyzed, and the effects of spiral groove on the suction effect of sealing gas pump and fluid dynamic pressure effect are studied. The influence mechanism of spiral groove on static and dynamic characteristics of cylindrical gas film seal is revealed. The results show that with the increase of inlet and outlet pressure ratio and eccentricity, the fluid dynamic pressure effect in the gas film is enhanced, and the sealing gas pressure dis-

* 收稿日期: 2021-11-03; 修订日期: 2021-12-01。

基金项目: 国家自然科学基金(52075346); 辽宁省航发材料摩擦学重点实验室开放基金(LKLAMTF202103); 先进航空动力创新工作站(依托中国航空发动机研究院设立)项目(HKC2020-02-030)。

作者简介: 张 然, 硕士生, 研究领域为气膜密封静力与动力特性。

通讯作者: 孙 丹, 博士, 教授, 研究领域为透平机械先进密封技术。E-mail: phd_sundan@163.com

引用格式: 张 然, 赵 欢, 孙 丹, 等. 螺旋槽对柱面气膜密封静力与动力特性影响机理研究[J]. 推进技术, 2023, 44(3): 210771. (ZHANG Ran, ZHAO Huan, SUN Dan, et al. Influence Mechanism of Spiral Groove on Static and Dynamic Characteristics of Cylinder Gas Film Seal[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(3):210771.)

tribution is not uniform, which leads to the increase of sealing leakage. With the increase of helical angle, the gas accumulates at the root of the helical groove through the pumping effect and extrusion effect, forming a relatively obvious dynamic pressure effect, which increases the leakage amount. When the spiral angle is $30^\circ \sim 50^\circ$, the sealed radial airflow force points to the rotor vortex center, and the tangential airflow force is opposite to the rotor vortex velocity, which effectively inhibits the rotor vortex, and the rotor system has good stability.

Key words: Spiral groove; Cylinder gas film seal; Rotor multi-frequency vortex; Static characteristics; Dynamic characteristics; Hydrodynamic pressure effect

1 引言

柱面气膜密封以其非接触、低泄漏、适用高转速等优异性能而被广泛应用到航空发动机等透平机械^[1]。在透平机械不断向高参数方向发展的同时,带有螺旋槽结构的柱面气膜密封也得到日益发展,但该密封在阻止介质泄漏时引起转子系统失稳的问题也愈发突出^[2-4]。因此,研究螺旋槽结构对柱面气膜密封静力与动力特性影响具有重要意义。

目前,国内外专家学者关于柱面气膜密封研究主要包括静力特性与动力特性。关于柱面气膜密封静力特性研究,Salehi等^[5]在自制的小型发动机上开展了关于柔顺箔密封(早期柱面气膜密封)静力特性试验,试验结果表明其密封泄漏量远低于传统迷宫密封。Wade等^[6]利用CFD软件分析了柱面气膜密封的泄漏流动情况,研究结果表明不同的密封结构参数会对密封静力特性产生很大影响。丁雪兴等^[7]通过数值仿真方法对不同工况及结构参数下密封的静力特性开展了研究,结果表明带螺旋槽柱面气膜密封泄漏量要远低于光滑柱面气膜密封泄漏量。许恒杰等^[8]采用有限差分法开展了层流状态下螺旋槽干气密封静力特性研究。结果表明,不同工况下,惯性效应对密封泄漏量影响较大。关于密封动力特性研究,现有关于密封动力特性计算求解模型主要分为控制体模型和CFD模型。其中控制体模型^[9]有单、双和三控制体模型,Wang等^[10]首次采用单控制体模型对迷宫密封动力特性系数进行了计算,为后续动力特性系数计算求解奠定了坚实基础。Childs等^[11]在Iwatsubo的模型基础上修正完善并提出了双控制体与三控制体模型。控制体模型在进行动力特性计算时能够节省大量时间,但并不能很好地反映出密封间隙内介质流场的细节,求解复杂工况动力特性时不能保证求解精度^[12]。随着计算机和CFD仿真技术发展,CFD技术逐渐被国内外学者广泛开发使用,Hirano等^[13]首次利用CFD稳态旋转坐标系方法仿真计算了经典迷宫密封的动力特性。Wu等^[14]利用CFD

瞬态平动方法模拟了环形密封的流场特性,根据计算出来流下转子动力特性系数,且考虑非均匀来流对动力系数影响提出了流体力公式,使变刚度现象得以解释。旋转坐标系方法和CFD瞬态平动法均未考虑转子系统涡动对密封动力特性的影响,但Thorat等^[15]开展了系列试验,研究发现,工作中转子涡动会对密封动力特性产生极大影响。马纲等^[16]通过求解不同涡动频率下的瞬态雷诺方程,得到了气膜密封的动态刚度以及阻尼系数等动态特性参数。陈源等^[17]根据气体润滑理论,采用微小扰动法,建立了微扰下膜压控制方程,获得了柱面螺旋槽气膜密封动态特性系数。Chochua等^[18]利用CFD的单频法分析了单一转子涡动频率时孔型密封动力特性系数变化规律。但在考虑多个涡动频率时,瞬态雷诺方程法和单频法的求解效率明显受到限制。随后李志刚等^[19]和孙丹等^[20-22]在单频法的基础上提出了瞬态多频法。结果显示,多频法有更高的求解效率,同时转子多频椭圆涡动更符合转子实际工作状态。综上所述,大部分学者并未考虑转子涡动频率对柱面气膜密封动力特性的影响,同时基于多频法的柱面气膜密封动力特性研究较少,鲜有关于螺旋槽对柱面气膜密封静力与动力特性影响机理研究的论文发表。

本文建立了螺旋槽柱面气膜密封静力与动力特性多频椭圆涡动求解模型,分析了不同工况及结构参数下螺旋槽柱面气膜密封的静力与动力特性,揭示了螺旋槽对气膜密封动力特性的影响机理。

2 柱面气膜密封静力与动力特性数值建模

2.1 密封动力特性建模方法

2.1.1 密封流体激振力线性化模型

图1为转子系统在密封中的椭圆涡动轨迹示意图。

根据转子小扰动条件,当轴系受到微扰位移和速度时,转子受到的密封气流量 F_x 和 F_y 可用密封动力特性系数与小扰动量线性表示,表达式^[21-22]为

$$\begin{cases} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{cases} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix} \quad (1)$$

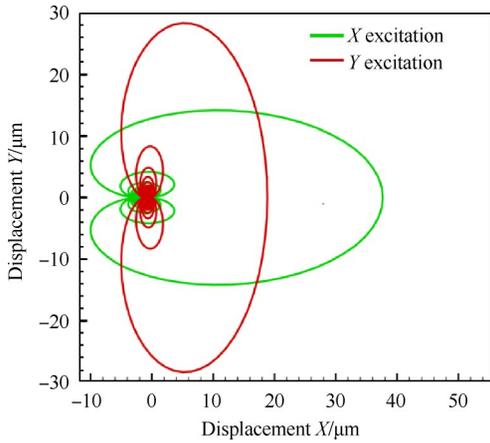


Fig. 1 Diagram of rotor vortex in seal

式中 K_{xx} 与 K_{yy} 为直接刚度系数; K_{xy} 与 K_{yx} 为交叉刚度系数; C_{xx} 与 C_{yy} 为直接阻尼系数; C_{xy} 与 C_{yx} 为交叉阻尼系数; x 与 y 为转子涡动位移; \dot{x} 和 \dot{y} 为转子涡动速度。

在密封动力特性系数中,交叉刚度是促使转子涡动运动的来源,交叉刚度增大时,转子稳定性降低;直接刚度反映的是气流对转子系统固有频率的增减作用;直接阻尼反映的是阻尼对转子涡动运动的抑制力;交叉阻尼对转子系统稳定性影响较小。

2.1.2 转子多频椭圆涡动求解模型

在转子涡动过程中,应具有两个垂直方向的位移,同时由于交叉刚度的存在,转子在稳定状态下的涡动轨迹更接近椭圆,而且由于外部激励的干扰和自身不平衡,转子涡动是一种多频振动。故本文采用多频椭圆涡动模型求解密封动力特性系数,假设转子涡动包含 N 种频率,各频率下的振幅相等,即 c 和 d 为定值,转子多频涡动下的轴心运动方程^[19]为

x 方向激励,转子轴心多频运动方程为

$$\begin{cases} x = c \cdot \sum_{i=1}^N \cos(\Omega_i t) \\ y = d \cdot \sum_{i=1}^N \sin(\Omega_i t) \end{cases} \quad (2)$$

y 方向激励,转子轴心多频运动方程为

$$\begin{cases} x = d \cdot \sum_{i=1}^N \cos(\Omega_i t) \\ y = c \cdot \sum_{i=1}^N \sin(\Omega_i t) \end{cases} \quad (3)$$

为实现微小位移扰动条件^[23](转子涡动最大位移为密封间隙的 10%,即转子轴心多频涡动位移的峰值为 $|x_{\max}, y_{\max}| < 0.1 \cdot C_r$),本文令 $c=0.01C_r, d=0.005C_r$, c 和 d 分别为椭圆的长轴、短轴, C_r 为密封径向间隙; $\Omega_i=2\pi f_i$ 为不同涡动频率下的角速度, f_i 为不同的涡动频率。

为求解在多个转子涡动频率下柱面气膜密封的动力特性系数,将 CFD 计算出的气流激振力、转子涡动位移等时域信号数据提取,同时通过快速傅里叶变换将时域信号转化为频域信号,最终在频域内求解动力特性系数。

将式(1)进行快速傅里叶变换^[20-22],可得频域内气流激振力与动力特性系数和小扰动量的关系式为

$$\begin{cases} -\Delta F_x = (K_{xx} + j\Omega C_{xx}) \cdot D_x + (K_{xy} + j\Omega C_{xy}) \cdot D_y \\ -\Delta F_y = (K_{yy} + j\Omega C_{yy}) \cdot D_y + (K_{yx} + j\Omega C_{yx}) \cdot D_x \end{cases} \quad (4)$$

式中 $j = \sqrt{-1}$, D_x 和 D_y 为转子涡动位移频域信号。

同时定义阻抗系数关系式为

$$\begin{cases} H_{xx} = K_{xx} + j\Omega C_{xx} \\ H_{xy} = K_{xy} + j\Omega C_{xy} \\ H_{yx} = K_{yx} + j\Omega C_{yx} \\ H_{yy} = K_{yy} + j\Omega C_{yy} \end{cases} \quad (5)$$

将阻抗系数式(5)代入到式(4),并通过计算整理得出 8 个密封动力特性系数,即

$$\begin{cases} K_{xx} = \text{Re}(H_{xx}) \\ C_{xx} = \frac{\text{Im}(H_{xx})}{\Omega} \\ K_{xy} = \text{Re}(H_{xy}) \\ C_{xy} = \frac{\text{Im}(H_{xy})}{\Omega} \end{cases} \begin{cases} K_{yy} = \text{Re}(H_{yy}) \\ C_{yy} = \frac{\text{Im}(H_{yy})}{\Omega} \\ K_{yx} = \text{Re}(H_{yx}) \\ C_{yx} = \frac{\text{Im}(H_{yx})}{\Omega} \end{cases} \quad (6)$$

定义有效刚度系数 K_{eff} 为转子系统单位位移扰动下,转子受到的径向集中力,其公式为

$$K_{\text{eff}} = K + c \cdot \Omega \quad (7)$$

定义有效阻尼系数 C_{eff} 为转子系统单位速度扰动下,转子受到的切向集中力,其公式为

$$C_{\text{eff}} = C + k/\Omega \quad (8)$$

式中 K 为直接刚度, c 为交叉阻尼, C 为直接阻尼, k 为交叉刚度。

定义有效阻尼为零时转子的涡动频率为穿越频率。若转子系统固有频率大于穿越频率,则当转子经过临界转速时,密封为转子系统提供正阻尼,保证了转子系统稳定性。

基于上述理论模型编写求解密封动力特性程序,同时采用多频法对三维模型进行求解,对求解过程中的气流力和位移进行监控,最后提取监控得到的气流力和位移数据^[4],将数据导入到程序中求解密封动力特性系数。

2.2 柱面气膜密封静力与动力特性数值求解

2.2.1 数值求解模型

本文建立了柱面气膜密封三维求解模型。图 2 给出了柱面气膜密封模型示意图,在静子上开设微

米级螺旋槽且均布,其中螺旋槽旋向为逆时针。如图3所示,在静子面上布置了不同螺旋角度(α)的螺旋槽,且随着螺旋角度的增大,螺旋槽旋线靠近直线的程度越明显。

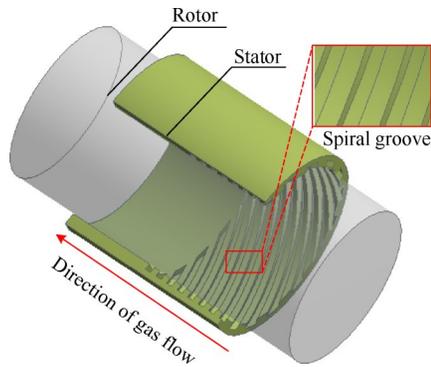


Fig. 2 Cylindrical gas film seal model diagram

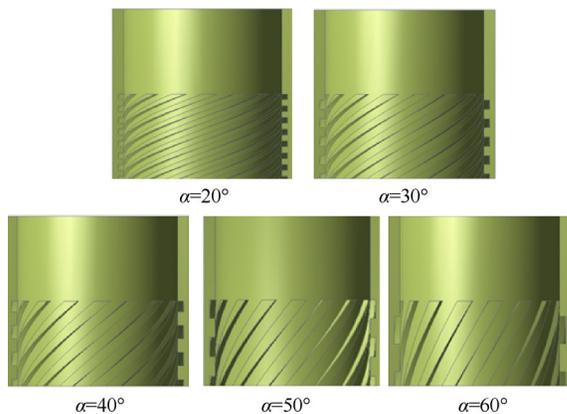


Fig. 3 Sketch diagram of spiral angle groove

图4是柱面气膜密封数值计算模型,密封沿轴向分为密封槽型段和密封延长段,靠近槽型段一侧为压力进口,靠近密封延长段一侧为压力出口,其中螺旋槽旋线与进口端水平线之前的夹角即为螺旋角度。本文柱面螺旋槽气膜密封求解模型具体几何参数详见表1。

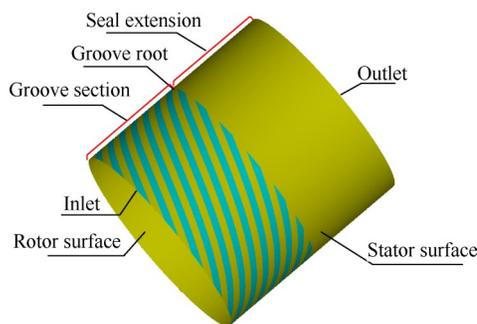


Fig. 4 Numerical calculation model of cylinder gas film seal

2.2.2 网格划分与无关性验证

本文采用非定常动网格技术建立了柱面螺旋槽气膜密封三维求解模型,并对其进行六面体网格划

Table 1 Geometric parameters of cylindrical spiral groove gas film seal

Parameter	Value
Axial length of air film/mm	156
Spiral groove length/mm	78
Groove depth/ μm	15
Groove width/ μm	1
Slot number	16
Spiral angle $\alpha/(\text{^\circ})$	20~60
Average air film clearance/ μm	15
Radius of the rotor/mm	78
Length of sealing extension section/mm	78
Eccentricity ratio β	0.3~0.6

分。气膜厚度很薄,采用扫掠方法进行网格划分,子域映射使扫掠面中位置相对的子域能够划分为拓扑结构一致的网格,保证了气膜内部网格的连续性。螺旋槽处具有较大的速度梯度,模型网格需进行加密,如图5(a)所示,加密后的螺旋槽径向节点数为6。具体网格划分情况如图5(b)所示,求解模型网格形状均为规则六面体。

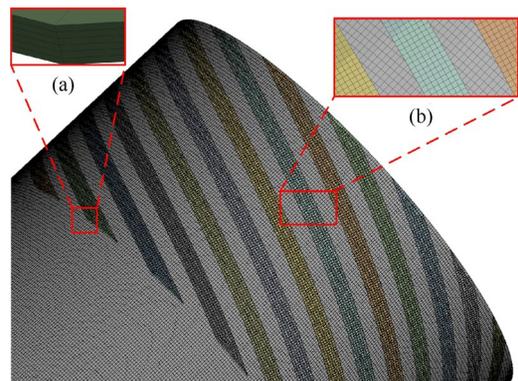


Fig. 5 Schematic diagram of the model grid

本文计算求解了同心和偏心率为0.3时柱面气膜密封泄漏量,计算得出柱面气膜密封在两种模型、不同网格数量下的密封泄漏量结果如图6所示,密封泄漏量在网格数超过200万后逐渐趋于平稳,综合考虑计算资源、计算精度后,最终本文确定计算模型网格数量为250万左右。

2.2.3 边界条件设置

表2为本文数值计算的具体工况参数,模型近壁面区域采用改进壁面函数法,固定壁面为光滑、绝热、无滑移边界,柱面气膜密封结构内壁面设置为转子面,转子转速为12000r/min。根据轴向 Poiseuille 流以及圆周式 Couette 流理论^[24],经计算得到 Couette 流的雷诺数 $Re_c < 165$, Poiseuille 流的雷诺数 $Re_p < 88$,气膜

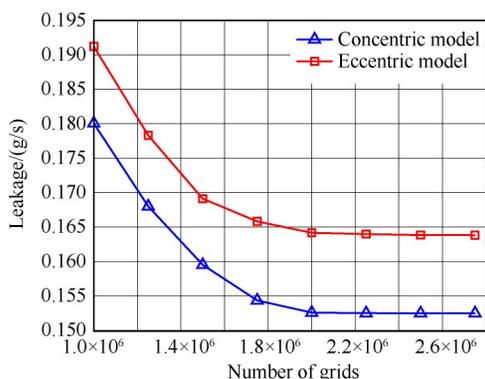


Fig. 6 Leakage changes with the number of grids

内流动因子为 0.112,故选择层流模型进行计算。同时,采用具有高精度的二阶迎风格式进行稳态迭代计算。基于稳态计算结果,设置转子多频椭圆滑动边界条件,进行 CFD 瞬态计算,提取计算结果的气流力以及位移数据,对数据处理后,导入编写好的求解密封动力特性的程序中,对柱面气膜密封的动力特性系数进行求解,其中转子系统涡动频率为 40~320Hz。

Table 2 Boundary conditions

Parameter	Attribute
Rotor speed/(r·min ⁻¹)	12000
Working medium	Compressible air
Aerodynamic dynamic viscosity/(Pa·s)	1.932 × 10 ⁻⁵
Turbulence model	Laminar flow
Inlet pressure/MPa	0.4~0.7
Outlet pressure/MPa	0.1
Vortex frequency/Hz	40~320
Inlet, outlet temperature/°C	20

2.2.4 求解模型准确性验证

为验证本文求解模型的准确性,建立与文献[25]相同模型进行求解计算,得出本文密封泄漏量结果与文献数值仿真结果平均相对偏差为 7.6%,与文献试验泄漏量变化趋势也较为吻合。由于本文计算模型网格划分方法及数量不完全与文献中划分网格方法相同,故造成本文数值结果与文献数值结果存在一定偏差,从图 7 中可以看出,本文泄漏量与文献结果较为吻合,验证了本文求解模型的准确性。

3 计算结果分析

3.1 螺旋槽对柱面气膜密封静力特性影响及机理分析

3.1.1 柱面气膜密封压力特性分析

3.1.1.1 不同偏心率下密封压力特性分析

图 8 给出了进出口压比为 6,螺旋角为 30°时,不

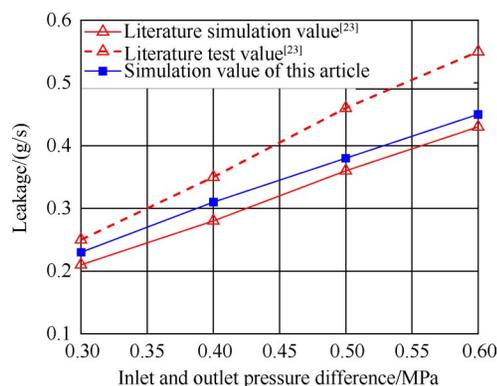


Fig. 7 Numerical calculation results in this paper are compared with those in literature

同偏心率 β 下的气膜内压力分布情况。从图 8 中可明显看出,随着偏心率增大,气膜内逐渐出现局部高压区,且偏心率越大,局部高压越明显。同心时,密封间隙较为均匀,气膜内未产生明显动压效应,气膜内最大压力在密封进口段。偏心时,密封间隙不均匀,使得气体在密封径向间隙较小一侧堆集,形成局部高压。在偏心率为 0.5 时,气膜内压力最大值为 0.9867MPa,相比于偏心率为 0.3 时增大了 43.2%。偏心率越大,动压效果越明显。

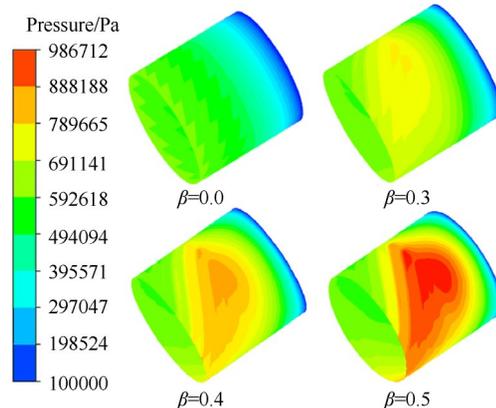


Fig. 8 Pressure distribution in the gas film under different eccentricity ratios

3.1.1.2 不同螺旋角下密封压力特性分析

图 9 给出了进出口压比为 6,偏心率为 0.3 时,不同螺旋角 α 下的气膜内压力分布。从图中可明显看出,气膜内最大压力随着螺旋角增大先增大后减小,在螺旋角为 40°时,气膜内形成的动压效果最明显。螺旋角为 40°时,气膜内压力在槽根处附近达到最大,压力最大为 0.8733MPa,相比于螺旋角 20°时气膜内最大压力增大了 6.9%,相比于螺旋角 50°时气膜内最大压力增大了 7.5%。螺旋角 40°时,密封气膜内形成的局部高压区域范围最大,动压效果较为明显。

同时在本文工况条件以及结构参数下,结合全文分析,螺旋角为 $30^\circ\sim 50^\circ$ 时,柱面气膜密封的密封性能相对较好。

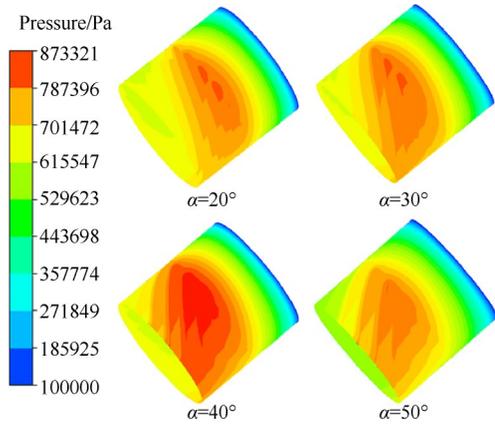


Fig. 9 Pressure distribution in the gas film under different spiral angles

3.1.2 柱面气膜密封流速特性分析

3.1.2.1 不同偏心率下密封流速特性分析

图10给出了螺旋角为 30° ,进出口压比为6时,不同偏心率 β 下的柱面气膜密封槽型段速度矢量分布。从图中可明显看出,随着偏心率的增大,螺旋槽内气体的最大流动速度增大。同心模型时,螺旋槽内流体速度分布均匀,未出现高速流动区域。在偏心模型中,在密封间隙小的一侧,流体被挤压进螺旋槽内,进而形成了高速区。偏心率越大,在密封径向间隙较小一侧,气体在大压力下被更多地挤入螺旋槽内。偏心率为0.5时,螺旋槽内最大气流速度相比于偏心率0.3时增大了22.9%。

3.1.2.2 不同螺旋角下密封流速特性分析

图11给出了偏心率为0.3,进出口压比为6时,不同螺旋角 α 下的气膜密封槽型段速度矢量分布。从

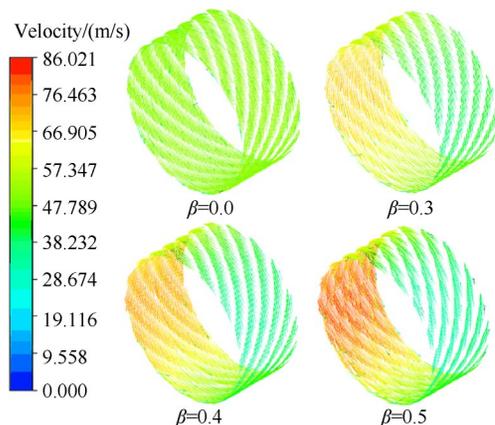


Fig. 10 Velocity vector of gas film seal groove section under different eccentricity ratios

图中可看出随着螺旋角的增大,螺旋槽内气体最大流动速度先增大后减小。螺旋角为 30° 时螺旋槽内最大速度为63.02m/s,相较于螺旋角 20° 时增大了10.53%,相较于螺旋角 50° 时增大了12.47%,其与螺旋角 40° 时螺旋槽内最大速度相当。

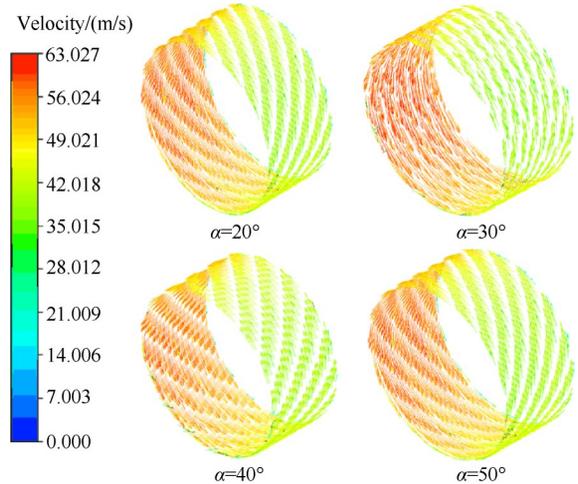


Fig. 11 Velocity vector of gas film seal groove section under different spiral angles

3.1.3 柱面气膜密封泄漏特性分析

3.1.3.1 不同偏心率下密封泄漏特性分析

如图12所示,进出口压比为5时,不同偏心率下柱面气膜密封泄漏量变化规律。

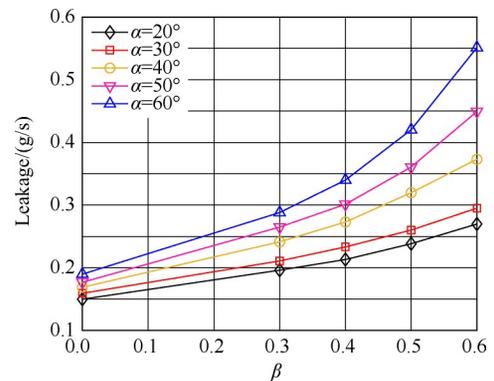


Fig. 12 Variation of seal leakage under different eccentricity ratios

从图12中可明显看出,密封泄漏量随着模型偏心率的增大而呈现出逐渐增大的趋势。同心时,在不同螺旋角度下密封泄漏量计算结果较为相近,螺旋角的变化对泄漏量影响不大。随着偏心率的增大,不同螺旋角下的密封泄漏量变化较大,且螺旋角度越大,泄漏量随偏心率增大而加速上升的趋势也越明显。

3.1.3.2 不同螺旋角下密封泄漏特性分析

图13给出了偏心率为0.3时,不同螺旋角下柱面

气膜密封泄漏量变化规律。从图中可以明显看出,在大压比下,密封间隙内气体做功能力增强,气膜内气体流动速度增大,表现为柱面气膜密封泄漏量随螺旋角的增加而加速上升,在进出口压比 $\pi=4$ 时,密封泄漏量基本不受螺旋槽角度变化的影响。 $\pi=7$ 时,螺旋角 60° 模型泄漏量计算结果相比于螺旋角 20° 时增加了 34.7%,螺旋角的增大导致密封泄漏量快速升高。

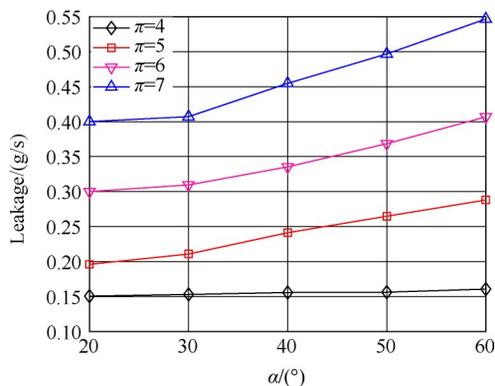


Fig. 13 Variation of seal leakage under different spiral angles

3.1.4 螺旋槽对柱面气膜密封静力特性影响机理分析

图 14 给出了进出口压比为 6,螺旋角为 30° 时,偏心 0.4 的柱面气膜密封气膜内压力分布情况。

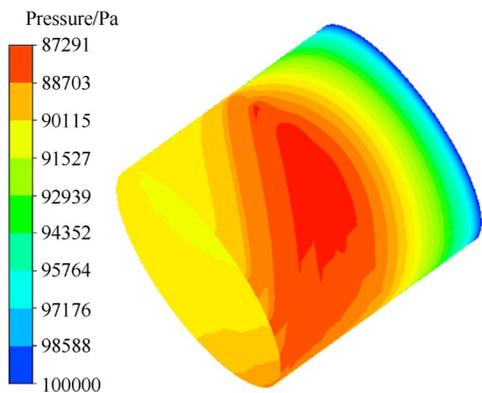


Fig. 14 Pressure distribution in the gas film seal

偏心安装,使得在密封径向间隙较小一侧形成了楔形间隙,同时气体在螺旋槽泵吸效应以及挤压作用下不断地在螺旋槽根部聚集,使得在槽根处形成明显动压效应。在密封径向间隙较大一侧,气膜较厚,螺旋槽的泵吸效应与挤压作用并不显著,未形成明显动压效应。当流体动压效果明显时,整个气膜内压力分布不均匀,使得气膜内压力出现波动,使得柱面气膜密封效果在轴向上产生差异化,最终导致密封泄漏量增加。

图 15 给出了偏心率为 0.3,螺旋角为 30° 时,柱面气膜密封槽型段速度矢量分布情况。

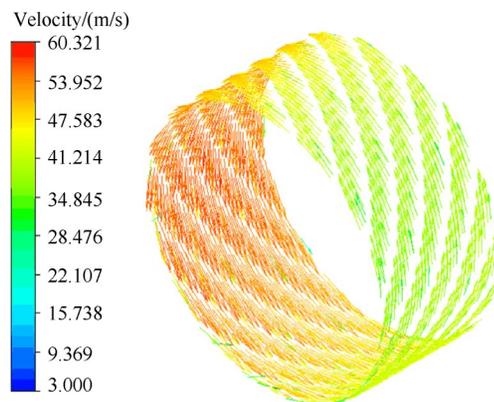


Fig. 15 Velocity vector of gas film seal groove section

在密封槽型段,气体在转子旋转以及进出口压差的作用下在密封间隙内主要做周向与轴向运动,而当气体经过螺旋槽时,在密封轴向上,因槽区与非槽区的存在,密封间隙由大变小而发生节流效应,使得气体能量发生耗散,封严气体沿轴向运动能力下降,在螺旋槽结构作用下,能够有效减少密封泄漏量。同时在螺旋槽的螺旋带动下封严气体主要沿着螺旋槽结构做周向运动,只存在少量气体在周向流动的同时发生了沿密封轴向的偏移,故而柱面气膜密封有较低的泄漏量。

3.2 螺旋槽对柱面气膜密封动力特性影响及机理分析

3.2.1 螺旋槽对密封动力特性影响分析

从图 16(a) ~ (d) 中可以看出,螺旋角为 $30^\circ, 40^\circ, 50^\circ$ 时,随着涡动频率升高,直接阻尼和直接刚度系数逐渐增大,交叉阻尼与交叉刚度系数逐渐降低。螺旋角为 $20^\circ, 60^\circ$ 时,直接阻尼、直接刚度、交叉阻尼与交叉刚度系数均随涡动频率升高而增大。在涡动频率小于 120Hz 时,动力系数变化趋势较为剧烈,涡动频率超过 120Hz 且接近穿越频率时,动力系数随着转子涡动频率升高而变化趋于平缓。

图 16(e), (f) 分别为不同涡动频率对柱面气膜密封有效阻尼与有效刚度系数的影响。从图中可以看出,有效阻尼与有效刚度系数均随涡动频率的升高而逐渐增大,且螺旋角为 $30^\circ \sim 50^\circ$ 时的有效阻尼与有效刚度系数均大于 20° 与 60° 螺旋角时的有效阻尼与有效刚度系数。

由于螺旋角在 $30^\circ \sim 50^\circ$ 时,螺旋槽结构对气体泵吸以及压缩作用效果相似,同时螺旋槽旋线偏离直线程度差异化较小,使得气流能够均衡平稳的沿密

封周向以及轴向运动,此时其直接阻尼与直接刚度系数均为正值,且随着涡动频率升高而增大,密封性能比较稳定。在偏大的螺旋角度时,螺旋槽旋线更趋于直线,螺旋槽使气流做周向运动的能力减弱,大部分气体会沿轴向运动,偏小的螺旋角度时,螺旋槽旋线更弯曲,其使气流做周向运动的能力增强,大部分气体会沿周向运动,两种结果最终都会使得密封间隙内气体在螺旋槽的作用下沿轴向以及周向运动分布不均匀,直接导致直接阻尼与直接刚度出现负值。涡动频率在120Hz之前时,密封提供的阻尼随着涡动频率升高而快速增大,动力特性系数出现明显变化趋势。当涡动频率在120Hz附近时,螺旋角为 $30^\circ \sim 50^\circ$ 时密封有效阻尼系数由负变正,其中 40° 螺旋

角时密封具有较低的穿越频率,其能够提供更大的阻尼,有利于转子系统的稳定性。在达到穿越频率以后,转子系统趋于稳定,动力特性系数缓慢增大。

3.2.2 螺旋槽对密封动力特性影响机理分析

图17给出了进出口压比为6,螺旋角为 $30^\circ \sim 50^\circ$ 时柱面气膜密封中心截面处的周向压力分布。

为了更明了地分析密封气流力对转子系统稳定性的影响,将密封气流力 F 分解为径向气流力 F_r 和切向气流力 F_t 。从图中可明显看出,柱面气膜密封切向气流力的方向与转子多频椭圆涡动的方向相反,有效地抑制了转子的涡动,且随着螺旋角的增大,密封气流力呈现出先增大后减小的趋势。图17中还可以看出,螺旋角 40° 时,在螺旋槽的泵吸效应以及挤压

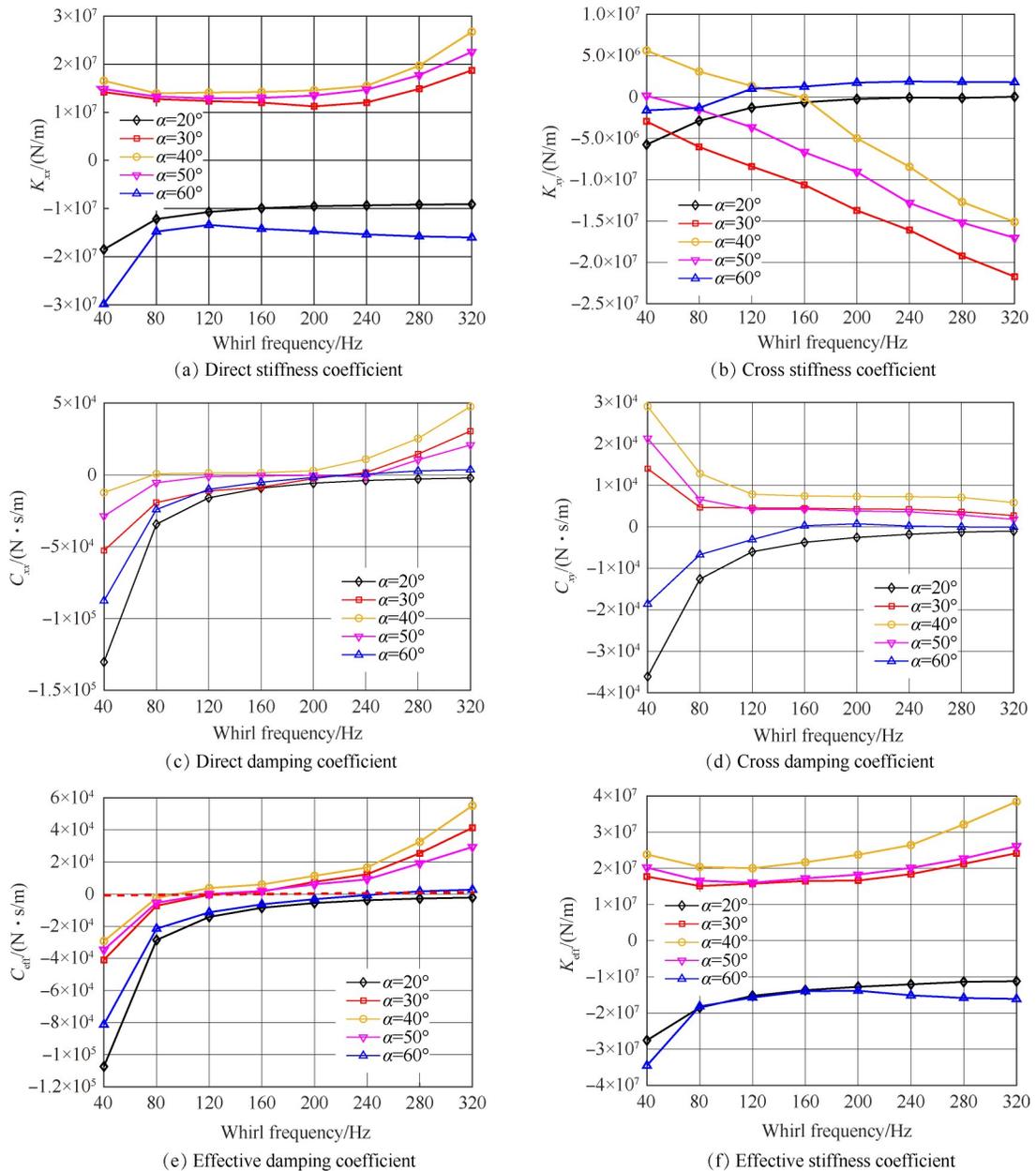


Fig. 16 Variation of dynamic characteristic coefficient with rotor whirl frequency

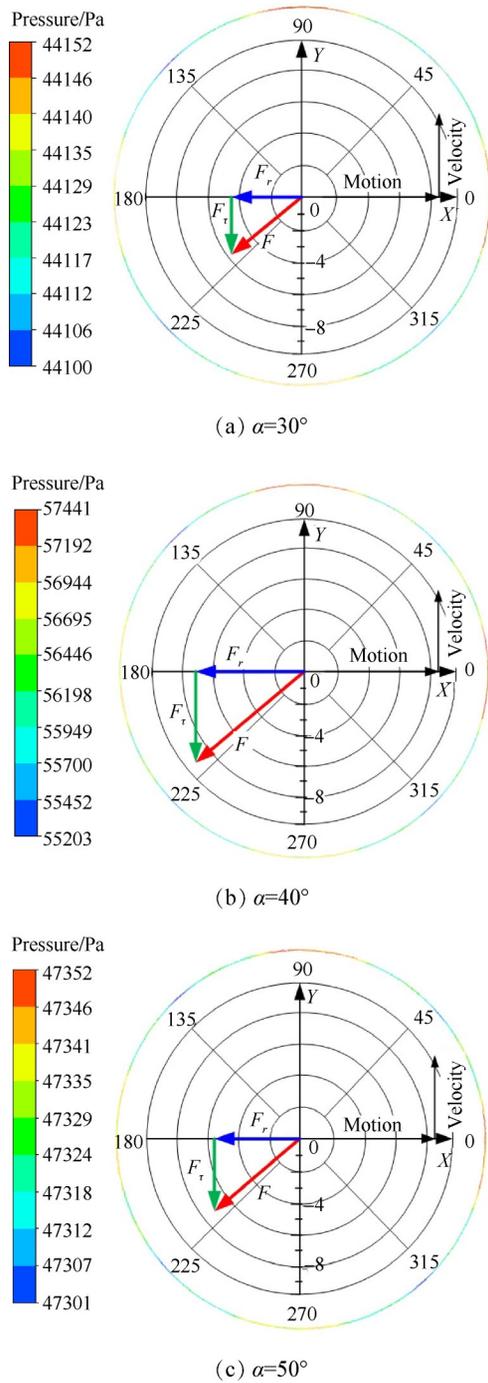


Fig. 17 Circumferential pressure distribution at the center section of cylinder gas film seal

作用下密封周向产生的最大压力明显大于螺旋角 30° 与 50° 时密封周向产生的最大压力,螺旋角为 40° 时,柱面气膜密封内形成的径向与切向气流力能更好地抑制转子涡动。

为了进一步研究螺旋槽对柱面气膜密封动力特性的影响机理,图 18 给出了螺旋角为 $30^\circ \sim 50^\circ$ 时,柱面气膜密封在转子不同涡动位置的密封气流力示意图。从图中可以明显看出,在转子涡动的不同位置, $30^\circ \sim 50^\circ$ 螺旋角时,柱面气膜密封径向气流力方向均

指向转子椭圆涡动中心,在一定程度上减小了转子系统涡动的振幅,有利于提高转子系统的有效阻尼系数,转子系统的涡动振幅受到了一定阻力,大大降低了转子系统的不稳定性。柱面气膜密封切向气流力方向与转子系统涡动速度方向相反,一定程度上抑制了转子涡动的速率,改善了转子系统有效刚度系数,提高了转子系统的稳定性。

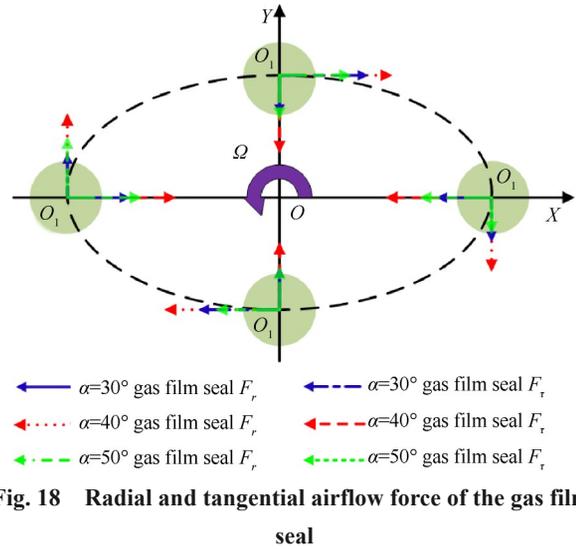


Fig. 18 Radial and tangential airflow force of the gas film seal

4 结 论

通过本文研究,得到如下结论:

(1) 相同工况下,偏心率 0.5 时气膜内最大压力相比同心时增大了 64.5%;螺旋角 40° 的气膜内最大压力比其他角度时平均增加了 7.2%;偏心率是气膜内产生流体动压效应的主要因素。

(2) 气膜内流体动压效应增强,导致气膜内压力沿轴向分布产生明显差异化,密封泄漏量随之增加,故而柱面气膜密封泄漏量随压比、偏心率和螺旋角的增加而增大。

(3) 建立的多频椭圆涡动模型可以准确计算出密封动力特性系数变化。螺旋角在 $30^\circ \sim 50^\circ$ 变化时,密封的穿越频率在 120Hz 附近,随着涡动频率升高,密封可提供更大阻尼。

(4) 螺旋角 $30^\circ \sim 50^\circ$ 时,密封的径向气流力指向转子涡动中心,切向气流力与转子涡动速度方向相反,直接刚度与直接阻尼系数随涡动频率升高而增大,可有效地抑制转子涡动。

致 谢:感谢国家自然科学基金、辽宁省航发材料摩擦学重点实验室开放基金以及先进航空动力创新工作站(依托中国航空发动机研究院设立)项目的支持。

参考文献

- [1] Li Z, Fang Z, Li J. Numerical Investigation on the Leakage and Rotordynamic Characteristics for Three Types of Annular Gas Seals in Wet Gas Conditions[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(3).
- [2] 曹树谦, 陈予恕. 现代密封转子动力学研究综述[J]. *工程力学*, 2009, 26(s2): 68-79.
- [3] 孙丹, 王平, 赵欢, 等. 新型浮动式收敛袋型密封自适应同心性能数值与实验研究[J]. *航空学报*, 2020, 41(3): 325-335.
- [4] 孙丹, 王平, 王旭东, 等. 新型浮动式收敛袋型密封动力特性与自适应同心性能数值研究[J]. *推进技术*, 2021, 42(2): 406-414. (SUN Dan, WANG Ping, WANG Xu-dong, et al. Numerical Study on Dynamic Characteristics and Adaptive Concentric Performance of a New Type of Floating Convergent Bag Seal [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(2): 406-414.)
- [5] Salehi Mohsen, Heshmat Hooshang. Performance of a Complaint Foil Seal in a Small Gas Turbine Engine Simulator Employing a Hybrid Foil/Ball Bearing Support System[J]. *Tribology Transactions*, 2001, 44(3): 458-464.
- [6] Wade J, Childs D W. Rotor Dynamic Coefficient and Leakage Characteristics for Hole Pattern Stator Annular Gas Seals Measurements Versus Predictions[J]. *Journal of Tribology*, 2004, 126(2): 326-333.
- [7] 丁雪兴, 贺振泓, 张伟政, 等. 柱面螺旋槽气膜密封微尺度流动场稳态特性分析[J]. *化工学报*, 2018, 69(4): 1537-1546.
- [8] 许恒杰, 宋鹏云, 毛文元, 等. 层流状态下高压高转速二氧化碳干气密封的惯性效应分析[J]. *化工学报*, 2018, 69(10): 4311-4323.
- [9] 赵三星, 孟光, 冷小磊, 等. 用双控制体模型计算直通式篦齿密封的动特性系数[J]. *机械工程学报*, 2006(5): 103-109.
- [10] Wang W Z, Liu Y Z, Meng G, et al. A Nonlinear Model of Flow-Structure Interaction Between Steam Leakage Through Labyrinth Seal and the Whirling Rotor[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2009, 23(12): 3302-3315.
- [11] Childs D W, Scharer J K. An Iwatsubo-Based Solution for Labyrinth Seals: Comparison to Experimental Results [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1986, 108(2): 325-331.
- [12] 晏鑫, 蒋玉娥, 李军, 等. 迷宫密封转子动力学特性的数值模拟[J]. *热能动力工程*, 2009, 24(5): 566-570.
- [13] Hirano Toshio, Guo Zenglin, Kirk R Gordon. Application of Computational Fluid Dynamics Analysis for Rotating Machinery, Part II: Labyrinth Seal Analysis [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2005, 127(4): 820-826.
- [14] Wu Da zhuan, Jiang Xin kuo, Li Shi yang, et al. A New Transient CFD Method for Determining the Dynamic Coefficients of Liquid Annular Seals[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016, 30(8): 3477-3486.
- [15] Thorat M R, Childs D W. Predicted Rotordynamic Behavior of a Labyrinth Seal as Rotor Surface Speed Approaches Mach 1 [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2010, 132(11): 112-504.
- [16] 马纲, 何军, 栗秀花, 等. 柱面气膜密封动力特性系数的数值计算[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(5): 55-62.
- [17] 陈源, 彭旭东, 江锦波, 等. 密封环挠性安装形式对干气密封动态追随性的影响[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(2): 139-147.
- [18] Chochua G, Soulas T A. Numerical Modeling of Rotor Dynamic Coefficients for Deliberately Roughened Stator Gas Annular Seals[J]. *Journal of Tribology*, 2007, 129(2): 335-341.
- [19] Li Zhigang, Li Jun, Yan Xin. Multiple Frequencies Elliptical Whirling Orbit Model and Transient RANS Solution Approach to Rotordynamic Coefficients of Annual Gas Seals Prediction[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2013, 135(3).
- [20] 孙丹, 王旭东, 李胜远, 等. 透平机械动密封动力特性数值方法研究[J]. *推进技术*, 2018, 39(8): 1829-1840. (SUN Dan, WANG Xu-dong, LI Sheng-yuan, et al. Numerical Study on Dynamic Characteristics of Turbine Mechanical Dynamic Seal [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(8): 1829-1840.)
- [21] 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.
- [22] 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): 3621-3628.
- [23] Murphy B T, Vance J. Labyrinth Seal Effects on Rotor Whirl Stability [C]. *Cambridge: Proceedings of the Second International Conference on Vibrations in Rotating Machinery*, 1980.
- [24] Brunetiere N, Tournier B, Fre J. Influence of Fluid Flow Regime on Performances of Non-Contacting Liquid Face Seals [J]. *Journal of Tribology*, 2002, 124(3): 515-523.
- [25] 俞树荣, 丁俊华, 王世鹏, 等. 柱面密封气膜动压效应模拟及试验[J]. *化工学报*, 2020, 71(7): 3220-3228.

(编辑:朱立影)