

锥形间隙孔型阻尼密封动力特性分析及抑振机理

孙 丹¹, 李胜远¹, 肖忠会², 孟继纲², 胡 永², 于小丹²

(1. 沈阳航空航天大学 航空航天工程学部

辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室, 沈阳 110136;

2. 沈阳鼓风机集团股份有限公司

辽宁重大装备制造协同创新中心, 沈阳 110142)

摘 要: 应用非定常网格技术建立了锥形间隙孔型阻尼密封动力特性多频椭圆涡动求解模型,研究了锥形度和涡动频率对孔型阻尼密封泄漏特性与动力特性的影响,分析了锥形间隙孔型阻尼密封的抑振机理。结果表明:锥形间隙增强了孔型阻尼密封的泄漏直通效应,增加了密封泄漏量。在平均间隙相等的情况下,收敛间隙孔型阻尼密封泄漏量小于发散间隙孔型阻尼密封;在同一涡动频率下,刚度系数随着锥形度的增加而增大,阻尼系数随着锥形度的增加而减小;收敛间隙孔型阻尼密封具有较大的正直接刚度,增加了转子系统的固有频率,发散间隙孔型阻尼密封产生较大的负直接刚度;收敛间隙孔型阻尼密封具有较大的有效刚度和穿越频率,较小的有效阻尼,发散间隙孔型阻尼密封具有较大的有效阻尼,较小的有效刚度和穿越频率;在锥形间隙孔型阻尼密封结构设计时,需要同时考虑转子系统固有频率和同心度的影响。

关 键 词: 孔型阻尼密封; 锥形间隙; 动力特性; 抑振机理; 转子稳定性

中图分类号: V233.5

文献标志码: A

Rotordynamic characteristics analysis and suppression vibration mechanism of taper clearance hole-pattern damper seal

SUN Dan¹, LI Shengyuan¹, XIAO Zhonghui²,

MENG Jigang², HU Yong², YU Xiaodan²

(1. Liaoning Key Lab of Advanced Test Technology for Aerospace Propulsion System,
Faculty of Aerospace Engineering,

Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;

2. Collaborative Innovation Center of Major Machine Manufacturing in Liaoning,
Shenyang Blower Works Group Company Limited, Shenyang 110142, China)

Abstract: A solution model of the rotor dynamic characteristics for taper clearance hole-pattern damper seal using unsteady transient solution combined with mesh deformation technique was established. The influences of taper degrees and whirling frequencies on the leakage rates, rotor dynamic characteristics, and suppression vibration mechanism of taper hole-pattern damper seal were studied. Results showed that, the leakage straight-through effect

收稿日期: 2016-12-24

基金项目: 国家自然科学基金(51675351); 辽宁省自然科学基金(20150220113); 辽宁省教育厅一般项目(L201616)

作者简介: 孙丹(1981—),男,副教授,博士,主要从事旋转机密封与滑动轴承流体激振研究。

引用格式: 孙丹,李胜远,肖忠会,等.锥形间隙孔型阻尼密封动力特性分析及抑振机理[J].航空动力学报,2018,33(7):1544-1552.

SUN Dan, LI Shengyuan, XIAO Zhonghui, et al. Rotordynamic characteristics analysis and suppression vibration mechanism of taper-clearance hole-pattern damper seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(7): 1544-1552.

of the hole-pattern damper seals was enhanced by taper clearance, which increased the leakage rates. The leakage rates of convergent-clearance hole-pattern damper seals were less than the divergent-clearance hole-pattern damper seals when there was the same average seal clearance. The stiffness coefficients increased with the increase of taper degrees, while there was an opposite trend for the damping coefficients under the same whirling frequency of the rotor. The convergent-taper hole-pattern damper seals had large positive direct stiffness, and increased the natural frequency of rotor system, while divergent-taper hole-pattern damping seals had large negative direct stiffness. The convergent-taper hole-pattern damping seals had large effective stiffness and cross-over frequency, and small effective damping. The divergent-taper hole-pattern damper seals had large effective damping, small effective stiffness and cross-over frequency. The concentricity and the natural frequency of rotor system should be considered when design of taper clearance hole-pattern damper seals.

Key words: hole-pattern damper seal; taper clearance; rotordynamic characteristics; suppression vibration mechanism; rotor stability

密封是涡轮机械的关键部件,先进的密封结构设计可提高涡轮机械的工作效率和转子稳定性^[1-3]。随着涡轮机械工作介质参数的不断提高,传统迷宫密封的动力特性较差,其产生的气流激振故障是导致转子失稳的重要原因之一。自 20 世纪 80 年代以来阻尼密封在涡轮机械中得到应用^[4-6],相比于蜂窝阻尼密封,孔型阻尼密封具有制造工艺简单,成本较低等优点而被广泛应用。图 1 所示为安装在 8 级离心压缩机叶轮入口处和平衡盘处的孔型阻尼密封^[2,7]。

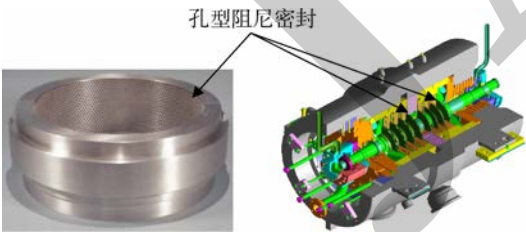


图 1 离心压缩机中的孔型阻尼密封
Fig. 1 Hole-pattern damper seal in centrifugal compressor

目前孔型阻尼密封动力特性研究方法主要包括数值方法和实验方法。在数值方法方面,晏鑫等^[8]建立了双控体 Bulk Flow 模型,研究了理想气体孔型阻尼密封的动力特性。Shin 等^[9]改进了双控体 Bulk Flow 模型,研究了实际甲烷压缩机孔型阻尼密封的动力特性。研究表明,Bulk Flow 模型的优点是计算速度快,但缺少对流动细节特征的描述,且当密封结构和运行工况复杂时,

求解误差较大^[10]。随着 CFD 技术的发展和计算机性能的提高,国内外研究者逐渐开始使用 CFD 方法研究复杂实际结构下孔型阻尼密封的动力特性。Chochua 等^[11]应用 CFD 方法建立了转子在单频正弦直线涡动下的孔型阻尼密封动力特性求解模型,研究结果表明转子涡动频率对孔型阻尼密封动力特性影响较大。Li 等^[12]应用 CFD 方法建立了转子在多频椭圆涡动下的孔型阻尼密封动力特性求解模型,研究结果表明转子多频椭圆涡动更符合转子的实际运动状态。在实验方法方面,Yu 等^[13]测试了 3 种孔型阻尼密封结构,实验结果表明密封静子面上具有 70% 孔面积的孔型阻尼密封具有较好的静力与动力特性。Childs 等^[14]实验研究了压比、转速、密封间隙和预旋对孔型阻尼密封动力特性的影响。上述孔型阻尼密封动力特性数值与实验研究均基于传统等间隙孔型阻尼密封,而 Camatti 等^[15]和 Kocur 等^[16]的实验表明锥形间隙对阻尼密封动力特性及转子稳定性影响较大。然而,从目前公开发表的文献来看,对锥形间隙阻尼密封动力特性的详细分析较少,鲜有关于锥形间隙阻尼密封抑振机理的研究成果报道。

本文应用非定常动网格技术建立了锥形间隙孔型阻尼密封动力特性多频椭圆涡动求解模型,在验证求解模型准确性的基础上,研究了锥形度和转子涡动频率对孔型阻尼密封泄漏特性与动力特性的影响,分析了锥形间隙孔型阻尼密封的抑振机理。本文的研究成果为锥形间隙孔型阻尼密封结构设计提供理论依据。

1 密封动力特性理论求解模型

1.1 密封气流激振力线性化模型

图 2 为转子在密封中的椭圆轨迹涡动模型。

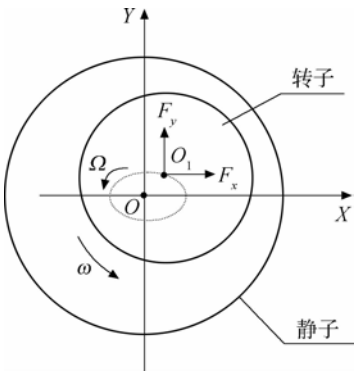


图 2 转子在密封中的运动示意图

Fig. 2 Diagram of movement of the rotor in seal

图 2 中 O 为密封静子中心, O_1 为转子中心, ω 为转子自转转速, Ω 为转子涡动角速度。根据转子小位移涡动条件^[17], 当转子绕着密封中心做小轨迹涡动运动时, 转子受到的气流激振力 F_x 和 F_y 可用密封动力特性系数与小扰动量线性表示, 表达式如下^[18-19]:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K(\Omega) & k(\Omega) \\ -k(\Omega) & K(\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C(\Omega) & c(\Omega) \\ -c(\Omega) & C(\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}' \\ \dot{y}' \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 k 为交叉刚度, K 为直接刚度, c 为交叉阻尼, C 为直接阻尼, x, y 为转子涡动位移, $\dot{x}, \dot{y}$ 为转子涡动速度。在密封动力特性系数中, 交叉刚度 k 是促使转子涡动运动的来源, k 值增大时, 转子稳定性降低; 直接刚度 K 反映的是气流对转子系统固有频率的增减作用; 直接阻尼 C 反映的是阻尼对转子涡动运动的抑制力; 交叉阻尼系数 c 对转子系统稳定性影响较小^[6]。

1.2 转子多频椭圆涡动模型

为求解孔型阻尼密封的动力特性系数, 需在转子上施加多频椭圆涡动激励, 激励方程为

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

式中 $\Omega_i = 2\pi f_i$, f_i 为转子涡动频率, a, b 为转子涡动幅值, N 为转子涡动所包含的频率数。为满足

转子小位移涡动条件, 即转子涡动振幅小于 10% 密封半径间隙, 本文将转子涡动振幅设置为 $a = 0.01C_r, b = 0.005C_r$, C_r 为密封半径间隙。为求解在多个转子涡动频率下孔型阻尼密封的动力特性系数, 将气流激振力、转子涡动位移、转子涡动速度等时域信号转化为频域信号, 在频域内求解。将式(1)进行快速傅里叶变换(FFT), 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^[20]

$$\begin{bmatrix} F_x(j\Omega) \\ F_y(j\Omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D(j\Omega) & E(j\Omega) \\ -E(j\Omega) & D(j\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X(j\Omega) \\ Y(j\Omega) \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中 $j = \sqrt{-1}$, $D(j\Omega) = K(\Omega) + j\Omega \cdot C(\Omega)$, $E(j\Omega) = k(\Omega) + j\Omega \cdot c(\Omega)$ 为孔型阻尼密封的阻抗函数。通过求解式(3)可得

$$D(j\Omega) = \frac{-F_x(j\Omega) \cdot X(j\Omega) - F_y(j\Omega) \cdot Y(j\Omega)}{X^2 + Y^2} \quad (4)$$

$$E(j\Omega) = \frac{-F_x(j\Omega) \cdot Y(j\Omega) + F_y(j\Omega) \cdot X(j\Omega)}{X^2 + Y^2} \quad (5)$$

则孔型阻尼密封动力特性系数求解公式为

$$K(\Omega) = \text{Re}[D(j\Omega)] \quad (6)$$

$$k(\Omega) = \text{Re}[E(j\Omega)] \quad (7)$$

$$C(\Omega) = \frac{\text{Im}[D(j\Omega)]}{\Omega} \quad (8)$$

$$c(\Omega) = \frac{\text{Im}[E(j\Omega)]}{\Omega} \quad (9)$$

为了综合反映孔型阻尼密封对转子稳定性的影响, 定义有效刚度和有效阻尼

$$K_{\text{eff}} = K + \Omega \cdot c \quad (10)$$

$$C_{\text{eff}} = C - \frac{k}{\Omega} \quad (11)$$

有效刚度 K_{eff} 和有效阻尼 C_{eff} 越大, 越有利于转子的稳定^[21]。

密封的穿越频率(cross-over frequency)为有效阻尼为零时转子的转动频率。若穿越频率小于转子系统固有频率, 在转子经过临界转速时, 密封为转子系统提供正阻尼, 有利于转子系统的稳定^[12, 14, 22]。

2 密封动力特性数值求解模型

2.1 求解模型

图 3 为安装在 4 级叶轮背靠背式离心压缩机两段出口处的锥形间隙孔型阻尼密封, 包括收敛

间隙和发散间隙两种方式^[2]。本文将锥形间隙孔型阻尼密封入口半径间隙与出口半径间隙的比值定义为锥形度 T 。 $T>1$ 时,为收敛间隙孔型阻尼密封, $T<1$ 时,为发散间隙孔型阻尼密封。为验证本文求解模型的准确性,以文献^[14]中等间隙孔型阻尼密封($T=1$)为研究对象,该孔型阻尼密封及本文研究的锥形间隙孔型阻尼密封的结构参数如表 1 所示,孔型芯格的结构参数如图 4 所示。

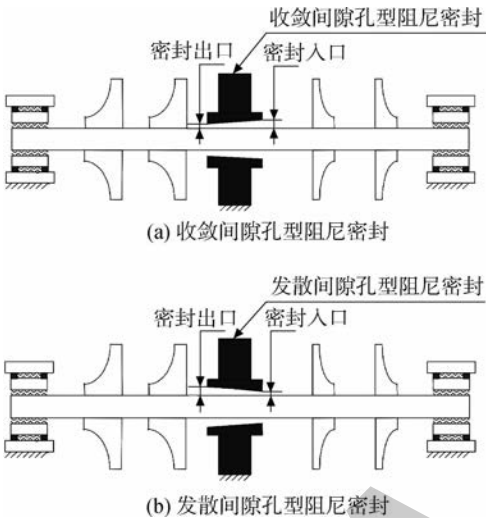


图 3 离心式压缩机中的锥形孔型阻尼密封
Fig. 3 Taper-clearance hole-pattern damper seals in centrifugal compressor

表 1 等间隙与锥形间隙孔型阻尼密封几何参数
Table 1 Geometrical parameters of equal clearance and taper-clearance of hole-pattern damper seal

密封型式	参数	数值
等间隙孔型阻尼密封 ^[14]	密封长度/mm	85.7
	转子直径/mm	114.34
	密封间隙/mm	0.2
	孔直径/mm	3.175
	孔深度/mm	3.302
	密封孔数	2668
锥形间隙孔型阻尼密封	收敛间隙密封锥形度	1.5
	收敛入口半径间隙/mm	0.3
	收敛出口半径间隙/mm	0.2
	发散间隙密封锥形度	0.66
	发散入口半径间隙/mm	0.2
	发散出口半径间隙/mm	0.3

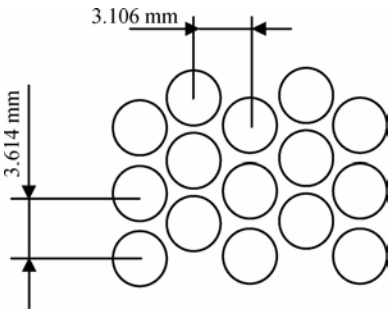


图 4 孔型芯格结构参数
Fig. 4 Structural parameters of holes pattern

2.2 网格划分

本文采用 ANSYS Meshing 对孔型阻尼密封进行高质量六面体网格划分。孔型阻尼密封的三维计算模型如图 5 所示,结构化网格如图 6 所示。由于密封间隙较小,为准确捕捉气流通过密封间隙时产生的高速射流,对密封间隙加密处理,将密封间隙处的网格节点数设置为 8。考虑到计算精度和计算时间等因素,对求解模型进行网格无关性验证后,最终确定该模型的网格数为 690 万。

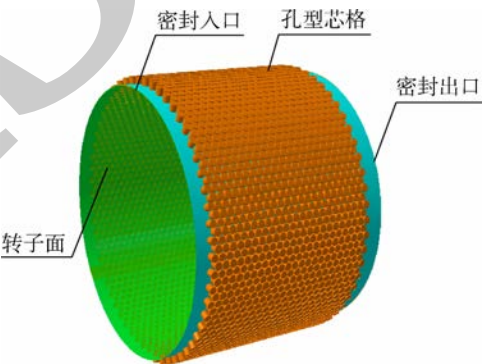


图 5 孔型阻尼密封计算模型
Fig. 5 Computational model of hole-pattern damper seal

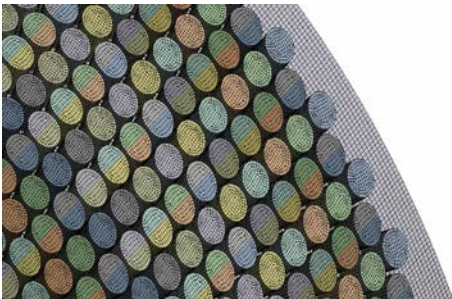


图 6 孔型阻尼密封计算网格划分
Fig. 6 Computational meshes of hole-pattern damper seal

2.3 边界条件

根据文献[14]实验工况,孔型阻尼密封的入口总压为 7 MPa,出口静压为 3.15 MPa,转子转速为 20 200 r/min,入口温度为 17.4℃,湍流模型为 $k-\epsilon$ 模型,固体壁面为固定无滑移边界,近壁面采用改进壁面函数法处理。

2.4 非定常动网格方法

本文应用 ANSYS CFX 对 Reynolds-average Navier-Stokes(RANS)方程进行数值求解,采用非定常动网格技术实现转子多频椭圆涡动运动。本文研究的转子多频椭圆涡动所包含的频率成分由 40~200 Hz,共 5 个频率成分,其中转子最大涡动频率成份为 200 Hz,非定常计算时间步的选取由转子最大涡动频率确定,为准确捕捉非定常计算下的转子涡动位移与气流激振力,根据采样定理,采样频率应大于转子最大涡动频率的 2 倍,同时满足在转子涡动一周期内采集足够多的转子涡动位移与气流激振力数据点,考虑计算精度、计算时间等因素,将采样频率确定为 10 000 Hz,即非定常计算的时间步长为 0.000 1 s。本文选取非定常计算中前 2 000 个转子涡动位移与气流激振力数据点,则转子涡动位移与气流激振力在频域内频率的分辨率为 5 Hz,小于转子多频椭圆涡动时相邻的频率成份 40 Hz,因此可以准确识别本文研究的各个转子涡动频率下孔型阻尼密封的动力特性系数。计算时首先进行定常求解,仅考虑转子自转,当定常计算的连续方程、动量方程和湍流方程的方均根残差下降到 10^{-6} 时,定常计算收敛。以定常计算的结果作为非定常计算的初值,非定常计算时同时考虑转子的自转和多频椭圆涡动运动,当非定常计算的动量方程和湍流方程的残差下降到 10^{-5} ,气流激振力 F_x 和 F_y 呈周期性波动,相邻两周期转子涡动运动到同一位置处气流激振力的波动小于 0.2% 时,可认为非定常计算收敛。

2.5 求解模型准确性验证

为验证本文孔型阻尼密封动力特性多频椭圆涡动求解模型的准确性,将本文计算的等间隙孔型阻尼密封的泄漏量和转子涡动频率为 80 Hz 时的动力特性系数与文献[14]中的实验数据对比,对比结果如表 2 所示,从表中数据可以看出,本文求解结果与实验结果基本吻合,验证了本文求解模型的准确性。

表 2 本文计算结果与文献[14]实验结果比较

Table 2 Comparison of the results in the present paper and the experimental results of Ref. [14]

参数	数值		相对 偏差/%
	实验结果 ^[14]	本文计算结果	
泄漏量/(kg/s)	0.41	0.39	4.88
$k/(10^7\text{ N/m})$	1.3	1.2	7.7
$K/(10^7\text{ N/m})$	1.1	1.0	9.1
$c/(10^4\text{ Ns/m})$	-1.48	-1.7	14.8
$C/(10^4\text{ Ns/m})$	3.1	2.8	9.7

3 计算结果分析

3.1 孔型阻尼密封流场特性分析

3.1.1 孔型阻尼密封流线与压力分布特性分析

图 7 为孔型阻尼密封中轴面流线图。由图中可以看出,一部分气流由于泄漏直通效应直接由密封间隙流出,另一部分气流由于转子高速旋转和密封两侧压差的共同作用,使其在密封腔内形成尺寸很大的旋涡。图 8 为孔型阻尼密封静压分布图,从图中可以看出,沿着流动方向气流压力逐渐降低,但在密封孔中的压力变化不大,这是由于气流在密封孔壁与转子面之间的密封间隙处发生

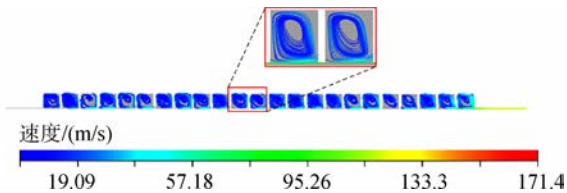


图 7 孔型阻尼密封中轴面流线图
Fig. 7 Streamline of medial surface of hole-pattern damper seal

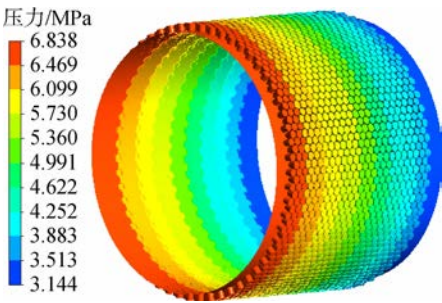


图 8 孔型阻尼密封压力分布图
Fig. 8 Pressure distribution features of hole-pattern damper seals

了节流作用,气流流速增加,损失的部分压力能转换为动能,而在密封腔中的速度损失主要以内能形式耗散,使其无法重新恢复为压力能。

3.1.2 锥形度对孔型阻尼密封泄漏特性影响分析

表 3 为锥形度对孔型阻尼密封泄漏量的影响。从表中可以看出,在最小间隙相等的前提下,与等间隙孔型阻尼密封相比,收敛间隙与发散间隙孔型阻尼密封的泄漏量分别增加了 28.9% 和 36.8%,这是由于锥形间隙使得孔型阻尼密封的密封间隙增大,部分气流直接由密封间隙流出,孔型阻尼密封的泄漏直通效应增强,增加了密封泄漏量。此外,在平均密封间隙(密封入口间隙与出口间隙之和的一半)相等的情况下,收敛间隙孔型阻尼密封泄漏量小于发散间隙孔型阻尼密封。图 9 为锥形间隙与等间隙孔型阻尼密封 23 个轴向密封腔的静压分布曲线,从图中可以看出靠近密封出口的密封间隙处节流作用较强,气流的压降较大,有利于降低密封的泄漏量。对于发散间隙孔型阻尼密封,由于其靠近密封出口处的密封间隙较大,当气流通过密封孔壁与转子面之间的密封间隙时,节流作用较弱,部分气流直接通过密封间隙流出,因此发散间隙孔型阻尼密封在靠近密

封出口处的压降较小且为常值。与发散间隙孔型阻尼密封相比,收敛间隙孔型阻尼密封在密封出口处的密封间隙小于发散间隙孔型阻尼密封,因此降低了泄漏直通效应,产生了更大的压降,从而降低了密封泄漏量。

3.1.3 孔型阻尼密封封严机理分析

由以上分析可以得出,气流在流经孔型阻尼密封时,由于孔型阻尼密封密封孔数较多,因此增加了气流节流与膨胀次数,降低了密封泄漏量。气流在密封孔内形成强烈的旋涡,使气体向前的矢量转化为旋转矢量,消耗了气流向前的动能,有效的降低了密封泄漏量。由于密封腔的底部封闭,密封腔内的气流反冲到密封间隙处,反冲出来的气流对迎面的泄漏气流产生阻滞作用,降低了来流的速度,进一步降低了孔型阻尼密封的泄漏量。

3.2 孔型阻尼密封动力特性分析

图 10 给出了涡动频率与孔型阻尼密封动力特性的关系。从图中可以看出,在整个转子涡动频率范围内,本文等间隙孔型阻尼密封动力特性计算结果与实验结果吻合良好。由图中可以进一步看出,随着涡动频率的增加,锥形间隙与等间隙孔型阻尼密封的直接刚度、交叉阻尼均随之增大,交叉刚度、直接阻尼均随之减小。锥形度对孔型

表 3 锥形度对孔型阻尼密封泄漏特性影响

Table 3 Influence of taper degrees on leakage characteristics of hole-pattern damper seal

密封类型	泄漏量/(kg/s)
收敛间隙	0.49
等间隙	0.39
发散间隙	0.52

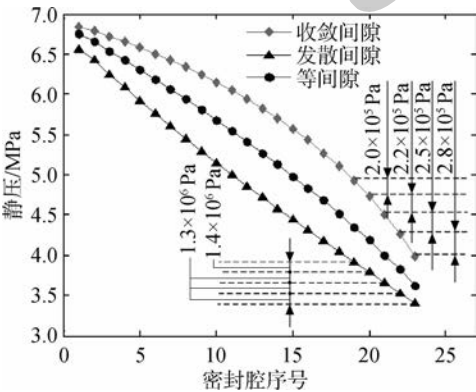
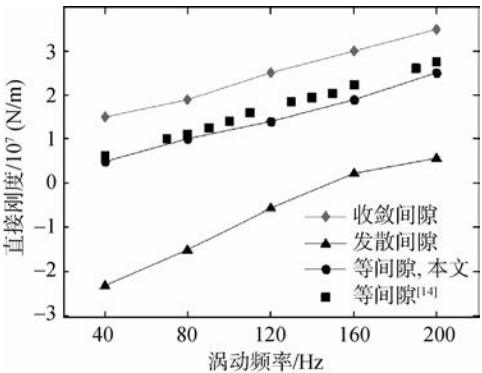
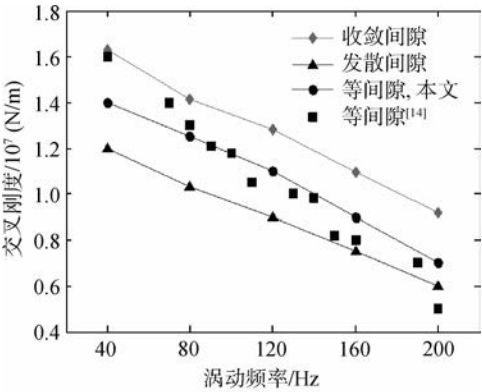


图 9 孔型密封密封腔静压

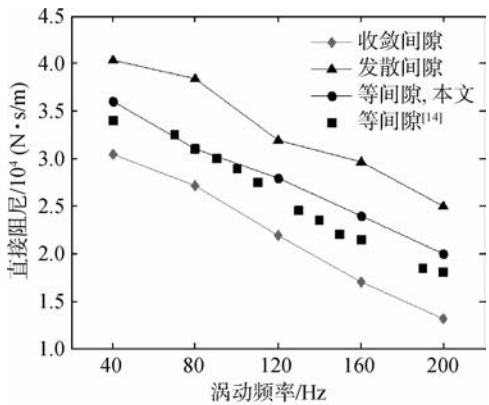
Fig. 9 Static pressure in seal housings of hole-pattern damper seal



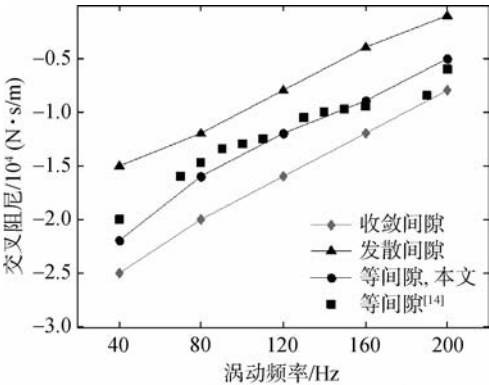
(a) 涡动频率对直接刚度影响



(b) 涡动频率对交叉刚度影响



(c) 涡动频率对直接阻尼影响



(d) 涡动频率对交叉阻尼影响

图 10 涡动频率对孔型阻尼密封动力特性影响
Fig. 10 Influence of whirling frequencies on rotordynamic characteristics of hole-pattern damper seal

阻尼密封动力特性影响较大,在同一转子涡动频率下,刚度系数随着锥形度的增加而增大,阻尼系数随着锥形度的增加而减小。

3.3 锥形间隙孔型阻尼密封抑振机理分析

3.3.1 锥形度对转子系统固有频率影响分析

本文通过提取锥形间隙与传统等间隙孔型阻尼密封沿轴向转子表面上的压力分布来研究锥形度对直接刚度的影响,进一步分析锥形度对转子系统固有频率的影响。图 11 为孔型阻尼密封最小间隙与最大间隙压力提取示意图,其中 e 为转子偏心距, h_1 和 h_2 为转子偏心后的密封半径间隙。图 12 为锥形间隙与等间隙孔型阻尼密封在转子偏心率为 0.8 时,沿轴向转子面压力分布曲线。从图中可以看出,当转子偏心时,等间隙孔型阻尼密封的最小密封间隙与最大密封间隙处压差较小,锥形间隙孔型阻尼密封的最小密封间隙与最大密封间隙处压差较大。由图 12 可以进一步得出,收敛间隙孔型阻尼密封的最小密封间隙处压力大于最大密封间隙处压力,因此收敛间隙孔

型阻尼密封在转子偏心时产生较大的正直接刚度,增加了转子系统的固有频率。而发散间隙孔型阻尼密封在转子偏心时,最小密封间隙处压力小于最大密封间隙压力,因此发散间隙孔型阻尼密封在转子偏心时产生较大的负直接刚度,降低了转子系统的固有频率,若此时密封穿越频率小于转子系统的固有频率,当转子经过临界转速时,密封对转子系统提供负阻尼,不利于转子系统稳定性。因此当转子系统同心度较差时,收敛间隙孔型阻尼密封能够提供较大的直接刚度,更有利于转子系统的稳定性。

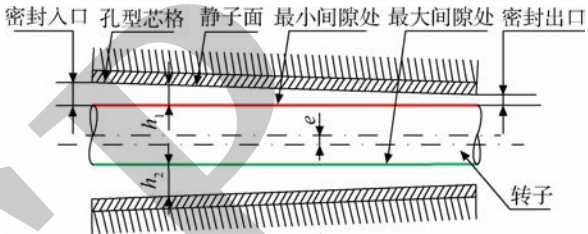


图 11 最小与最大密封间隙压力提取示意图
Fig. 11 Diagram of pressure extraction for minimum and maximum sealing clearance

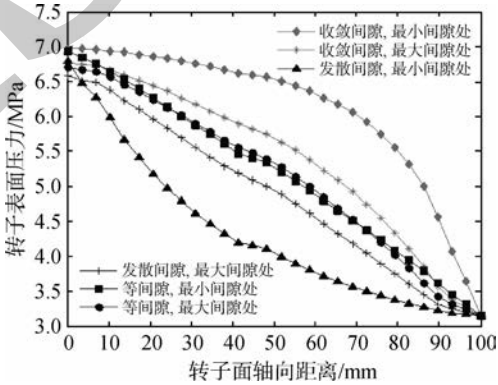


图 12 锥形度对孔型阻尼密封转子表面压力分布的影响
Fig. 12 Influence of taper degrees on pressure distribution of rotor surface of hole-pattern damper seal

3.3.2 锥形度对有效刚度和有效阻尼影响分析

图 13 给出了锥形度与孔型阻尼密封有效刚度和有效阻尼的关系。从图中可以看出,随着锥形度的增加,孔型阻尼密封的有效刚度随之增大,有效阻尼随之减小,因此收敛间隙孔型阻尼密封具有较大有效刚度,但其有效阻尼较低。对于发散间隙孔型阻尼密封,其有效刚度为较小,有效阻尼较大,因此发散间隙孔型阻尼密封能够有效地消耗转子涡动的能量,减缓转子的振动。

由图 13 可以进一步得出,随着锥形度的增

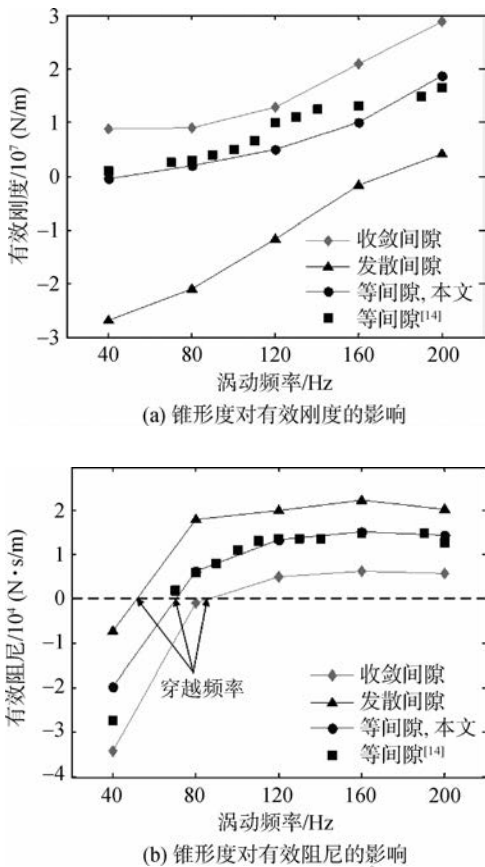


图 13 锥形度对有效刚度、有效阻尼影响
Fig. 13 Influence of taper degrees on effective stiffness and effective damping

加,孔型阻尼密封穿越频率随之增大,即收敛间隙孔型阻尼密封具有较大的穿越频率,发散间隙孔型阻尼密封具有较小的穿越频率,因此当转子系统固有频率较大且同心度较好时,发散间隙孔型阻尼密封能够提供较大的阻尼和较小的穿越频率,更有利于转子系统的稳定性。

4 结 论

本文应用非定常网格技术建立了锥形间隙孔型阻尼密封动力特性多频椭圆涡动求解模型,在验证求解模型准确性的基础上,研究了锥形度和转子涡动频率对孔型阻尼密封泄漏特性与动力特性的影响,分析了锥形间隙孔型阻尼密封的抑振机理,得出以下结论:

1) 锥形间隙增强了孔型阻尼密封的泄漏直通效应,从而增加了密封泄漏量,在平均间隙相等的情况下,收敛间隙孔型阻尼密封泄漏量小于发散间隙孔型阻尼密封。

2) 锥形度对孔型阻尼密封动力特性影响较大,在同一转子涡动频率下,刚度系数随着锥形度

的增加而增大,阻尼系数随着锥形度的增加而减小。

3) 收敛间隙孔型阻尼密封具有较大的正直接刚度,增加了转子系统固有频率,发散间隙孔型阻尼密封产生较大的负直接刚度。

4) 收敛间隙孔型阻尼密封具有较大的有效刚度和穿越频率,较小的有效阻尼。发散间隙孔型阻尼密封具有较大的有效阻尼,较小的有效刚度和穿越频率。

5) 在锥形间隙孔型阻尼密封结构设计时,需要同时考虑转子系统固有频率和同心度的影响。

参考文献:

[1] 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(增刊Ⅱ):68-79.
CAO Shuqian, CHEN Yushu. A review of modern rotor/seal dynamics[J]. Engineering Mechanics, 2009, 26(Suppl. II): 68-79. (in Chinese)

[2] ELDRIDGE T M, SOULAS T A. Mechanism and impact of damper seal clearance divergence on the rotordynamics of centrifugal compressors [R]. ASME Paper GT2005-69104, 2005.

[3] 苏华,陈国定.指尖密封的温度场及热结构耦合分析[J].航空动力学报,2009,24(1):196-203.
SU Hua, CHEN Guoding. Analysis of temperature field and coupled thermal and structure for finger seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1): 196-203. (in Chinese)

[4] VANNINI G, MAZZALI C, UNDERBAKKE H. Rotordynamic computational and experimental characterization of a convergent honeycomb seal tested with negative pre-swirl, high pressure with static eccentricity and angular misalignment[R]. ASME Paper GT2016-56615, 2016.

[5] KANEKO S, IKEDA T, SAITO T, et al. Experimental study on static and dynamic characteristics of liquid annular convergent-tapered damper seals with honeycomb roughness pattern[J]. Journal of Tribology, 2003, 125(3): 592-599.

[6] 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 Zhigang. Review of the leakage flow and rotor-dynamic characteristics of pocket damper seals[J]. Advances in Mechanics, 2011, 41(5): 519-536. (in Chinese)

[7] MOORE J J, SOULAS T A. Damper seal comparison in a high-pressure re-injection centrifugal compressor during full-load, full-pressure factory testing using direct rotordynamic stability measurement[R]. Chicago, Illinois, USA: ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2003.

[8] 晏鑫,李军,丰镇平.孔型气体密封转子的动力特性研究

- [J]. 动力工程学报, 2009, 29(1): 31-35.
- YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping. Research on dynamic characteristics of rotor with annular seal of hole-pattern [J]. Journal of Power Engineer, 2009, 29(1): 31-35. (in Chinese)
- [9] SHIN Y S. Modifications to a two-control-volume, frequency dependent, transfer-function analysis of hole-pattern gas annular seals[D]. College Station, Texas, USA; Texas A&M University, 2007.
- [10] 李雪松, 黄典贵, 李久华, 等. 迷宫气封三维非定常流场及转子动特性数值仿真[J]. 机械工程学报, 2003, 39(4): 136-140.
- LI Xuesong, HUANG Diangui, LI Jiuhua, et al. Numerical simulation of three dimensional unsteady flow and rotordynamic characteristics of labyrinth seal[J]. Journal of Mechanical Engineer, 2003, 39(4): 136-140. (in Chinese)
- [11] CHOCHUA G, SOULAS T A. Numerical modeling of rotordynamic coefficients for deliberately roughened stator gas annular seals[J]. Journal of Tribology, 2006, 129(2): 335-341.
- [12] LI Z, LI J, YAN X. 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): 031005.1-031005.14.
- [13] YU Z, CHILDS D W. A comparison of experimental rotordynamic coefficients and leakage characteristics between hole-pattern gas damper seals and a honeycomb seal[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 120(4): 778-783.
- [14] CHILDS D W, WADE J, CHILDS D W, et al. Rotordynamic-coefficient and leakage characteristics for hole-pattern-stator annular gas seals-measurements versus predictions[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(2): 326-333.
- [15] CAMATTI M, VANNINI G, FULTON J W, et al. Instability of a high pressure compressor equipped with honeycomb seals[R]. College Station, Texas, USA; the 32th Turbomachinery Symposium, 2003.
- [16] KOCUR J, HAYLES G. Low frequency instability in a process compressor[R]. College Station, Texas, USA; the 33rd Texas A&M University Turbomachinery Symposium, 2004.
- [17] CHILDS D W. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling and analysis[M]. New York: Wiley, 1993.
- [18] 刘占生, 叶建槐. 刷式密封接触动力学特性研究[J]. 航空动力学报, 2002, 17(5): 635-640.
- LIU Zhansheng, YE Jianhui. Research on structural dynamic characteristics of brush seals[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(5): 635-640. (in Chinese)
- [19] 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 characteristic of seal[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2015, 36(9): 3002-3011. (in Chinese)
- [20] KLEYNHANS G, CHILDS, D. W. The acoustic influence of cell depth on the rotordynamic characteristics of smooth-rotor/honeycomb-stator annular gas seals [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1996, 119(4): 949-956.
- [21] SEIFERT B A. Measurements versus predictions for rotordynamic coefficients and leakage rates for a novel hole-pattern gas seal[D]. College Station, Texas, USA; Texas A&M University, 2007.
- [22] SMALLEY A J, CAMATTI M, CHILDS D W, et al. Dynamic characteristics of the diverging taper honeycomb-stator seal[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(4): 717-724.

(编辑: 王碧珺)