

弹性环式挤压油膜阻尼器动力学特性系数测试

王震林¹, 徐 宁², 刘占生¹, 王维强¹

(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001;
2. 中国船舶重工集团公司 第七〇三研究所, 哈尔滨 150078)

摘 要: 搭建了弹性环式挤压油膜阻尼器(ERSFD)的动力学特性测试试验台。利用两个正交方向的简谐激励对 ERSFD 进行了激振试验,在轴心为圆时测得了阻尼器的位移和载荷数据,并结合阻尼器质心的运动方程分别识别 ERSFD 油膜和弹性环的动力学特性系数。结果表明弹性环与油膜均具有显著的阻尼和刚度,其中油膜的阻尼和刚度系数随着凸台高度的升高迅速降低,弹性环的刚度和阻尼受凸台高度影响较小;弹性环的厚度对油膜的刚度和阻尼无显著影响;油膜阻尼随供油压力的升高先增大后不变,油膜刚度随着供油压力的升高先增大后减小。不确定度分析结果表明油膜的四个动力学特性系数 C_{xx} 、 C_{yy} 、 K_{xx} 、 K_{yy} 的不确定度分别为 12.2%、11.5%、18.2%、12.7%。弹性环的四个动力学特性系数 C_{xx} 、 C_{yy} 、 K_{xx} 、 K_{yy} 的不确定度分别为 30.7%、33.1%、17.0%、12.8%。

关 键 词: 弹性环式挤压油膜阻尼器; 动力学特性系数识别; 简谐激振测试; 不确定度分析; 油膜阻尼

中图分类号: V233 **文献标志码:** A

Experiments on force coefficients identification of elastic ring squeeze film damper

WANG Zhenlin¹, XU Ning², LIU Zhansheng¹, WANG Weiqiang¹

(1. School of Energy Science and Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;
2. No. 703 Research Institute,
China Shipbuilding Industry Corporation, Harbin 150078, China)

Abstract: The test rig for the force coefficients of elastic ring squeeze film damper (ERSFD) was set up. ERSFD was excited by two shakers located orthogonally providing harmonic force. The results were obtained under centered circular orbit and utilized for force coefficients identification according to the orbit kinetic of the damper. The results revealed that the damping and stiffness of the film and elastic ring were both significant, the stiffness and damping of the film dropped dramatically with the increase of the height of the pedestal while the force coefficients remained almost constant. The thickness of the ring had little influence on the force coefficients of the film. The damping of the film first turned lager with the increase of feeding pressure and remained constant under high pressure while the stiffness of the film first increased and then decreased a little bit with the increase of feeding pressure. Uncer-

收稿日期:2018-10-06

作者简介:王震林(1989—),博士生,主要从事挤压油膜阻尼器的理论以及实验研究。

引用格式:王震林,徐宁,刘占生,等. 弹性环式挤压油膜阻尼器动力学特性系数测试[J]. 航空动力学报,2019,34(7):1542-1550.
WANG Zhenlin,XU Ning,LIU Zhansheng, et al. Experiments on force coefficients identification of elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Aerospace Power,2019,34(7):1542-1550.

tainty analysis indicates that the uncertainty of the film force coefficients C_{xx} , C_{yy} , K_{xx} , K_{yy} is 12.2%, 11.5%, 18.2%, 12.7%, respectively while the uncertainty of the force coefficients of the elastic ring C_{xx} , C_{yy} , K_{xx} , K_{yy} is 30.7%, 33.1%, 17.0%, 12.8%.

Key words: elastic ring squeeze film damper; force coefficients identification; harmonic load test; uncertainty analysis; film damping

追求更高的运行效率以及更小的结构尺寸一直以来是推动叶轮机械相关技术革新的主要动力。随之新材料以及新技术的应用,叶轮机械的自重进一步降低,同时叶顶间隙减小,工作转速也得到大大的提升。这些新技术的应用在提高叶轮机械运行效率的同时也对振动水平提出了更为严格的要求以避免碰磨,因此减振技术对于高速叶轮机械也显得愈发重要。弹性环式挤压油膜阻尼器就是一种航空发动机中常用的被动式减振结构。

相比与传统阻尼器(squeeze film damper, SFD),ERSFD通过在轴承与轴承室的间隙中增加一个金属弹性环结构,显著的增加了 ERSFD 的刚度,同时利用弹性环的在转子涡动作用产生的变形来调整内外油膜的油膜厚度,从而降低了油膜阻尼的非线性。合理设计的 ERSFD 可以起到良好的减振效果,在特定的情况下可以替代鼠笼-SFD,使得结构更为紧凑。

在 20 世纪 90 年代,俄罗斯的研究人员将弹性环作为弹支结构^[1],与阻尼器联用形成 ERSFD,并应用在 AIИ-24 以及 AIИ-25 等型号的航空发动机上^[2]。受其影响国内相关高校以及研究机构针对 ERSFD 开展了广泛的研究,其中周明从 N-S 方程出发,基于薄膜流动假设推导了 ERSFD 内外油膜的控制方程^[3],并利用有限差分法获得了内外油膜的压力分布^[4]。曹磊等^[5]在其基础上研究了 ERSFD 的油膜的等效刚度以及等效阻尼随偏心率的变化规律,并利用试验测试 ERSFD-转子系统临界转速特性,验证了 ERSFD 调频以及减振的性能^[6]。洪杰等^[7]利用有限元方法研究了内外油膜与弹性环之间的相互作用,从而得到了准静态下油膜的压力场,进而求得了 ERSFD 的等效阻尼。Zhang 等^[8]研究了仿真分析了 ERSFD 中弹性环凸台位置的接触状态,表明接触状态对于油膜压力分布有着重要的影响。康召辉等^[9]根据 Hirs 整体流动理论和 Moody 壁面摩擦因素方程,研究了弹性环整体的运动对油膜等效刚度以及阻尼系数的影响。此外,一些学者也研

究弹性环上小孔^[10],以及装配公差^[11]对 ERSFD 动态特性的影响。

从已有的研究结果来看,目前对于 ERSFD 的研究手段仍然以有限元方法为主,结论也主要是一些定性的结果,对于 ERSFD 工程应用指导有限。另外 ERSFD 的动力学行为涉及接触以及流固耦合等非线性问题,数值计算代价很大,误差也较大。因此通过实验测试 ERSFD 的动力学特性系数更为可靠,在这一方面,针对 SFD 的试验可以为 ERSFS 提供参考和借鉴。Defaye 等^[12]对轴承动力学特性试验台进行了改进,测得不同间隙下 SFD 油膜的径向力和切向力。San Andres 从 1990 年开始一直致力于 SFD 的实验研究,分别测得了 SFD 在小涡动半径^[13],大涡动半径^[14],单方向激励^[15]以及有偏心涡动时^[16]的动力学特性系数,极大的促进了 SFD 的设计应用。

本文通过实验测得了 ERSFD 的动力学特性系数,试验借鉴了 San Andres 测试 SFD 动力学特性系数的测试方法,利用激振器在无偏心圆轨迹(centered circular obit,CCO)下测得了阻尼器的位移和受力,并进一步利用傅里叶变换识别了 ERSFD 的动力学特性系数,同时研究了部分结构参数对 ERSFD 动力学特性系数的影响。

1 试验台简介

ERSFD 的结构如图 1 所示,在传统 SFD 的油膜间隙(轴承室与轴承外缘之间的间隙)中增加一个弹性环结构。弹性环上有交错分布的凸台,将油膜分隔成数个油膜腔,靠近轴承一侧的称之为内油膜,靠近轴承室一侧的油膜腔称之为外油膜。从结构上看,内油膜的挤压项来自轴颈与弹性环的径向速度,内油膜的油膜厚度取决于轴颈位置与弹性环径向变形。外油膜的挤压项仅仅取决于弹性环的径向速度,外油膜的油膜厚度也仅由弹性环的径向变形决定。

图 2 给出了 ERSFD 动力学特性系数测试原理图。试验时在阻尼器的两个正交方向同时施加相位差为 90°的简谐激振力,同时采集阻尼器在对应方向的位移。通过分析输入的激振力和输出

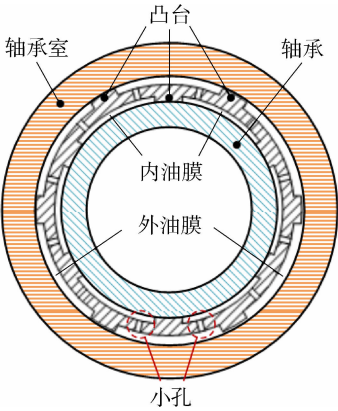


图 1 ERSFD 的结构示意图

Fig. 1 Schematic geometry feature of ERSFD

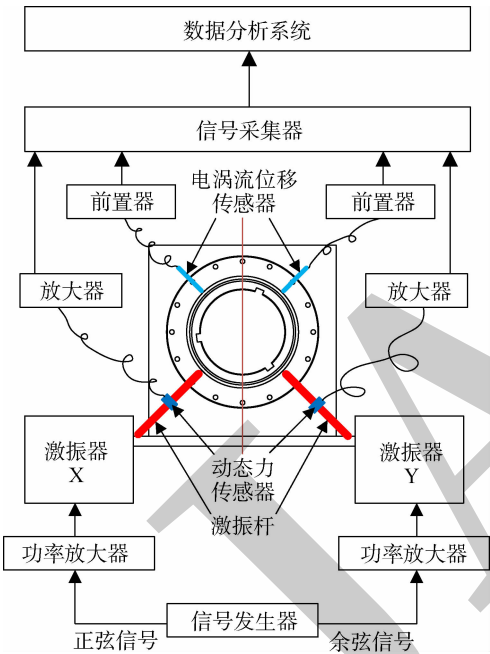


图 2 ERSFD 实验测试原理图

Fig. 2 Schematic test system

的位移之间的幅值和相位关系就可以获得阻尼器的动力学特性系数。试验中通过同一个信号发生器来产生两个方向的简谐激励力信号,从而确保两个方向激励力的相位差为 90° 。激励力信号通过功率放大器传输给两个正交布置的激振器(激振器 X, 激振器 Y)进行激振。激振器通过连接杆与支撑 ERSFD 的弹性支架相连接,激振杆中连接了动态力传感器,可以测量激振器输出的载荷。SFD 的位移通过对应的两个电涡流位移传感器测量。电涡流位移传感器通过支架固定在法兰上(该支架的固有频率为 180.5 Hz),载荷与位移的动态信号通过前置器传输至信号采集系统,进一步经过分析系统的处理可以得到 SFD 的动力学

特性系数。

ERSFD 动力学特性测试试验台如图 3 所示。该试验台参考了 Defaye 等^[17]以及 San Andrés 等^[14]的 SFD 动力学特性系数测试试验台。试验中刚性的套筒与弹性支架过盈装配,并通过螺栓固定在左侧法兰上,阻尼盘则直接固定在右侧法兰上。弹性环安装在阻尼盘与套筒间的间隙中,润滑油经由供油口输送至环形油槽,使外油膜充满润滑油,再通过图 4 中弹性环上的小孔进入内油膜。供油口前端安装了压力变送器,来测试供油压力。弹性支架上开有螺纹孔,以便与激振杆连接。为了在两个正交方向同时对阻尼器进行激振,整个试验台通过基座进行了抬升。为了保证测试精度,阻尼盘与轴承室的刚度设计值均远远大于弹性环以及弹性支架的刚度。

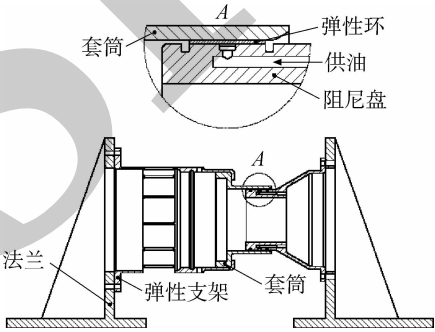


图 3 ERSFD 动力学特性测试试验台示意图
Fig. 3 Schematic test rig for force coefficients identification of ERSFD

试验用的试验件如图 4 所示,弹性环上开有数个小孔,以便使内外油膜充满润滑油。此外,弹性环上开有半圆形的止转销槽,从而抑制阻尼器的自转,避免油膜失稳。试验中弹性环试验件的结构参数如表 1 所示,试验中使用 12# 航空液压油作为润滑介质,其物性参数以及试验中的测试工况如表 2 所示。



图 4 弹性环试验件
Fig. 4 Elastic ring pieces for test

表 1 弹性环的几何结构参数

Table 1 Geometry parameters of the elastic ring

参数	数值
凸台数	6
凸台宽/mm	6
弹性环宽度/mm	24.0
弹性环厚度/mm	0.8~1.0
弹性环内径/mm	106.5
弹性环外径/mm	107.7
内凸台高度/mm	0.1~0.7
外凸台高度/mm	0.1~0.7
小孔直径/mm	1.0
小孔数量	4×6
止旋销孔直径/mm	4.0
供油槽宽度/mm	2.0
供油槽深度/mm	2.5

表 2 ERSFD 测试试验工况

Table 2 Operation parameters for test of ERSFD

参数	数值
激振频率 f/Hz	43
无量纲振动幅值 ϵ	0.2
润滑油动力黏度/ $(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.0195
供油压力/ MPa	0.01~0.15
测试室温/ $^{\circ}\text{C}$	24

2 动力学特性系数的识别

当转子经过临界转速时,转子的振幅较大且主要是与转速同频的不平衡响应,因此假设阻尼器处鼠笼质心的运动轨迹为 CCO 更加符合实际情况,考虑有阻尼时轴颈的运动方程

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{Z}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{Z}} + \mathbf{K}\mathbf{Z} = \mathbf{F} \tag{1}$$

其中 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 分别为阻尼器以及支承系统的质量,阻尼以及刚度矩阵。 $\mathbf{Z}$ 为鼠笼处测得的复位移,在不考虑大变形,扭转以及轴向窜动时,阻尼器处质心的运动可以看作是在 x - y 平面的面内平动^[18],鼠笼质心的位移可以写成

$$\mathbf{Z}(t) = \begin{bmatrix} x_c \cos \omega t + x_s \sin \omega t \\ y_c \cos \omega t + y_s \sin \omega t \end{bmatrix} \tag{2}$$

为了方便信号处理,利用离散傅里变换(dis-

crete Fourier transform, DFT)滤波,将时域信号转换为频域信号

$$\mathbf{Z}(\omega) = \begin{bmatrix} x_c - \mathrm{i}x_s \\ y_c - \mathrm{i}y_s \end{bmatrix} \mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t} \tag{3}$$

其中 x_c 、 x_s 、 y_c 、 y_s 分别为在 x 、 y 方向测得的位移信号经傅里叶变换后复平面上的实部和虚部。 $\omega=2\pi f$ 为涡动角频率。对于线性系统,鼠笼质心的速度以及加速度可以用测得位移信号的各阶导数来替代,于是有

$$\dot{\mathbf{Z}}(\omega) = \mathrm{i}\omega \begin{bmatrix} x_c - \mathrm{i}x_s \\ y_c - \mathrm{i}y_s \end{bmatrix} \mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t} = \mathrm{i}\omega \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} \mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t} \tag{4}$$

$$\ddot{\mathbf{Z}}(\omega) = -\omega^2 \begin{bmatrix} x_c - \mathrm{i}x_s \\ y_c - \mathrm{i}y_s \end{bmatrix} \mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t} = -\omega^2 \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} \mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t} \tag{5}$$

同理,动态力传感器测得载荷可以处理为

$$\mathbf{F}(\omega) = \begin{bmatrix} f_{xc} - \mathrm{i}f_{xs} \\ f_{yc} - \mathrm{i}f_{ys} \end{bmatrix} \mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t} = \begin{bmatrix} \bar{f}_x \\ \bar{f}_y \end{bmatrix} \mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t} \tag{6}$$

其中 f_{xc} 、 f_{xs} 、 f_{yc} 、 f_{ys} 分别为在 x 、 y 方向测得的激励力信号经傅里叶变换后在复平面上的实部和虚部。将式(3)~式(6)带入至轴颈处的运动式(1)中,可得

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} M & \\ & M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} + \mathrm{i}\omega \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{yx} \\ C_{xy} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{yx} \\ K_{xy} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{f}_x \\ \bar{f}_y \end{bmatrix} \tag{7}$$

其中 M 表示弹性环的质量,可以直接测量得到。 C_{xx} 、 C_{yy} 、 C_{xy} 、 C_{yx} 分别为主阻尼系数和交叉阻尼系数 K_{xx} 、 K_{yy} 、 K_{xy} 、 K_{yx} 为主刚度系数和交叉刚度系数。试验测试前安装时通过调整两个固定法兰的高度来消除静偏心,试验中调整两个激振器的载荷确保鼠笼质心运动轨迹为圆,此时由于结构的对称性以及阻尼器的工作特点,动力学特性系数中的交叉项很小,可以忽略不计,因此式可以简化为^[15,19]

$$\mathrm{i}\omega \begin{bmatrix} C_{xx} & 0 \\ 0 & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & 0 \\ 0 & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{f}_x \\ \bar{f}_y \end{bmatrix} \tag{8}$$

进一步将式(8)展开,令实部和虚部相等,可以得到关于 ERSFD 的四个动力学特性系数的方程。

$$\begin{aligned} K_{xx} &= \operatorname{Re}(\bar{f}_x/\bar{x}) & \omega C_{xx} &= \operatorname{Im}(\bar{f}_x/\bar{x}) \\ K_{yy} &= \operatorname{Re}(\bar{f}_y/\bar{y}) & \omega C_{yy} &= \operatorname{Im}(\bar{f}_y/\bar{y}) \end{aligned} \tag{9}$$

通过式(9)就可以获得 ERSFD 的动力学特性系数,由于 ERSFD 中弹性环与油膜均能提供

阻尼,因此可以认为 ERSFD 的刚度和阻尼是油膜与弹性环刚度和阻尼的代数和,即是

$$(\mathbf{K}, \mathbf{C}, \mathbf{M})_{\text{ersfd}} = (\mathbf{K}, \mathbf{C}, \mathbf{M})_{\text{ring}} + (\mathbf{K}, \mathbf{C}, \mathbf{M})_{\text{film}}$$

(10)

由于测试结构本身也具有一定的阻尼,因此试验需要分三步进行,第一步在未安装弹性环时测试鼠笼以及支承结构的动力学特性系数,也称系统测试。第二步安装弹性环,但不供油,测试此时系统的动力学特性,也称为无油测试。无油测试结果与第一步系统测试结果的差值即是弹性环的动力学特性系数。最后供油再进行测试,测试结果与无油测试测得结果的差值即是 ERSFD 油膜的动力学特性系数,油膜与弹性环动力学特性系数的和即 ERSFD 的动力学特性系数。

图 5~图 6 分别给出了无油测试以及供油测试下的 x 向传感器测得位移和载荷时域波形,图 7 和图 8 则给出 y 向传感器测得结果。从结果上看,无论是无油测试还是供油测试,测得的位移均滞后于载荷,表明弹性环和油膜均有显著的阻尼效果。

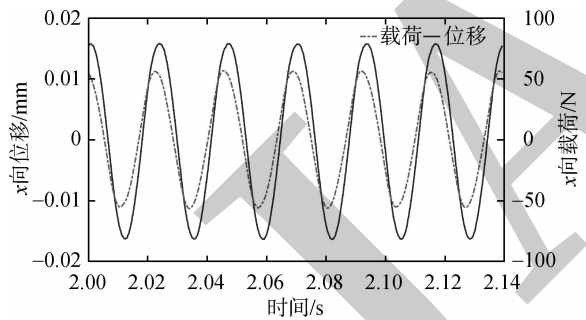


图 5 无油测试时 x 方向位移与载荷的时域波形
Fig. 5 Recorded displacement and force in x direction under dry test

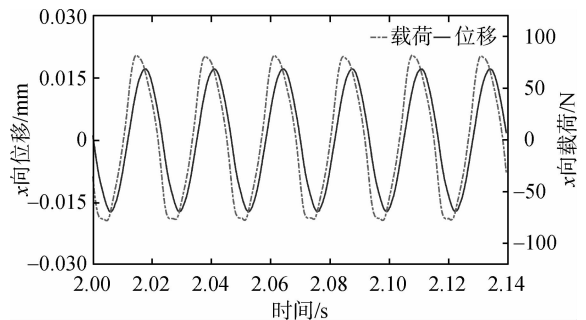


图 6 供油测试时 x 方向位移与载荷的时域波形
Fig. 6 Recorded displacement and force in x direction under lubricated test

图 9 和图 10 分别给出了无油测试以及供油测试下鼠笼处测得的轴心轨迹。可以看出,鼠笼的质心为圆且圆心位于初始位置 $(0,0)$,满足 CCO 假设。因此油膜以及弹性环动力学特性系数中的交叉项可以忽略不计。

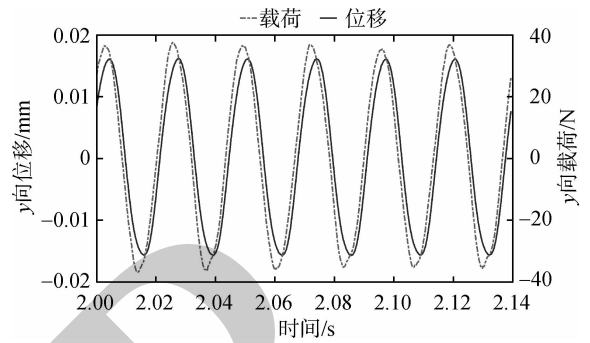


图 7 无油测试时 y 方向位移与载荷的时域波形
Fig. 7 Recorded displacement and force in y direction under dry test

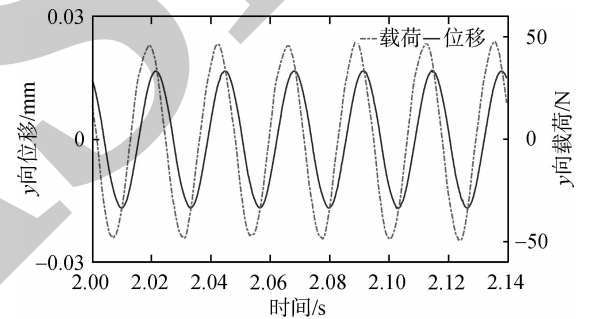


图 8 供油测试时 y 方向位移与载荷的时域波形
Fig. 8 Recorded displacement and force in y direction under lubricated test

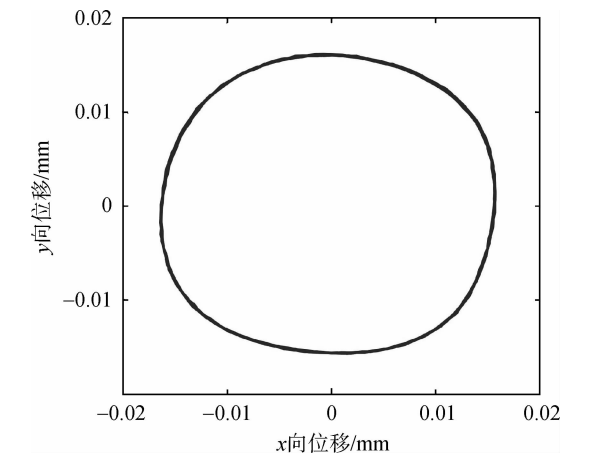


图 9 无油测试时鼠笼的轴心轨迹
Fig. 9 Center orbit of the squirrel cage under dry test

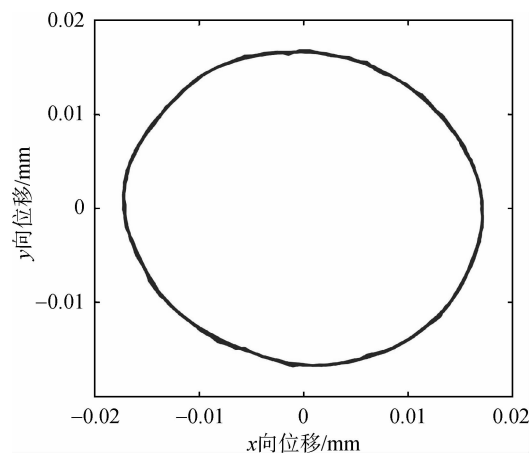


图 10 供油测试时鼠笼的轴心轨迹

Fig. 10 Center orbit of the squirrel cage under lubricated test

3 试验结果

图 11 给出了在不同的凸台高度下,环厚为 0.8 mm 以及环厚为 1.0 mm 弹性环两个方向上主刚度系数的测试结果,本文中弹性环试验件上内外凸台的高度是相同的。结果表明环厚为 1.0 mm 的弹性环刚度略大于 0.8 mm 的弹性环,此外凸台高度对于弹性环的刚度并无显著影响。这是由于试验中的弹性环都比较薄,利用激振测得的刚度受弹性环装配状态以及尺寸公差的影响远大于凸台高度的影响。

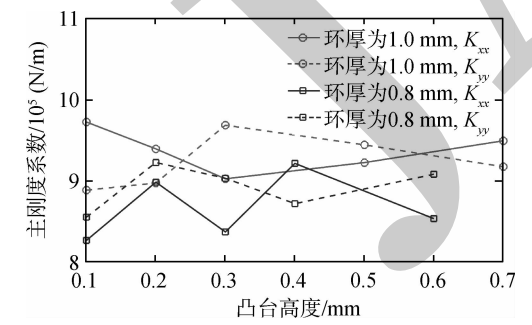


图 11 弹性环的主刚度系数随凸台高度的变化
($f=43\text{ Hz}, \epsilon=0.2$)

Fig. 11 Main stiffness of the elastic ring versus height of the bosses ($f=43\text{ Hz}, \epsilon=0.2$)

图 12 给出了不同凸台高度下,弹性环两个方向上主阻尼系数的测试结果。结果表明弹性环具有明显的阻尼效应,其阻尼系数在 1.5 kN · s/m 左右,且凸台高度对阻尼的影响不大。另外对比环厚 1.0 mm 弹性环和 0.8 mm 弹性环的测试结果可以看出,弹性环环厚对环的阻尼系数影响也很小。由于弹性环的阻尼主要来自与材料阻尼以

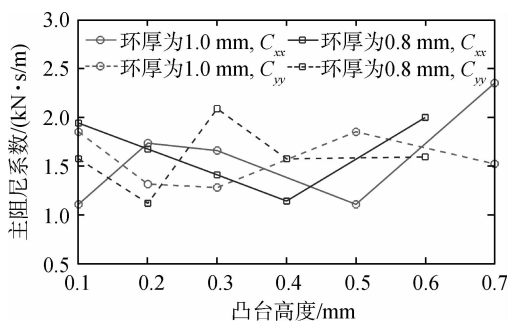


图 12 弹性环主阻尼系数随凸台高度的变化
($f=43\text{ Hz}, \epsilon=0.2$)

Fig. 12 Damping of the ring versus height of bosses
($f=43\text{ Hz}, \epsilon=0.2$)

及凸台处的摩擦,因此测试结果对装配状态较为敏感,受弹性环环厚影响比较小。

图 13 和图 14 给出了不同凸台高度下,油膜的动力学特性系数的测试结果。从图 13 的结果,ERSFD 的油膜刚度较大。对比图 13 可以看出,凸台高度较小时油膜的刚度甚至超过了弹性环刚度的一半,另外随着凸台高度的增加,ERSFD 的

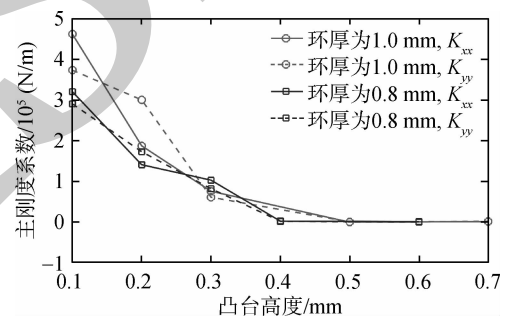


图 13 油膜主刚度系数随凸台高度的变化
($f=43\text{ Hz}, \epsilon=0.2$)

Fig. 13 Stiffness of the film versus height of the bosses
($f=43\text{ Hz}, \epsilon=0.2$)

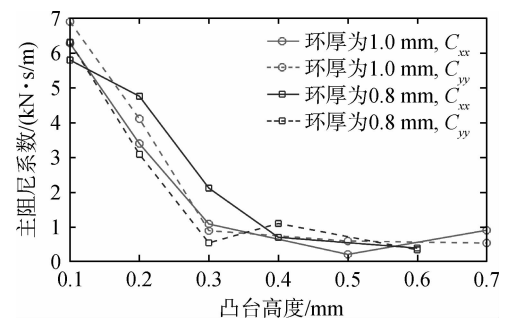


图 14 油膜主阻尼系数随凸台高度的变化
($f=43\text{ Hz}, \epsilon=0.2$)

Fig. 14 Damping of the film versus height of the pedestal
($f=43\text{ Hz}, \epsilon=0.2$)

油膜刚度呈现迅速下降的趋势,图 14 中油膜阻尼系数的变化规律与油膜刚度基本一致。对比弹性环环厚为 1.0 mm 以及弹性环环厚为 0.8 mm 时测得的油膜动力学特性系数结果可以看出,不同弹性环环厚下油膜的刚度和阻尼变化不大。这表明 ERSFD 油膜的动力学特性系数主要取决于凸台的高度,受弹性环环厚影响较小。

图 15 给出了不同供油压力下 ERSFD 油膜的动力学特性系数测试结果,结果表明油膜的阻尼随着供油压力的升高而增大,增大至一定程度后不再增加。油膜阻尼与供油压力呈正相关表明尚未形成全油膜润滑状态,油膜中混合了部分空气从而降低了阻尼系数。随着供油压力的升高,气体逐渐被排除,阻尼系数逐渐增大,达到全油膜状态后,阻尼系数受供油压力升高的影响较小。供油压力较小时,油膜刚度随供油压力的升高先增大后逐渐降低。

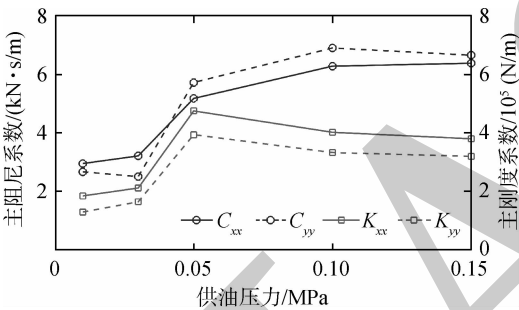


图 15 油膜动力学特性系数随供油压力的变化
($f=43\text{ Hz}, \epsilon=0.2$)

Fig. 15 Force coefficients of the film versus feeding pressure ($f=43\text{ Hz}, \epsilon=0.2$)

图 16 给出了油膜的动力学特性系数与无量纲涡动半径 $\epsilon=e/C_1$ 的关系, e 为测得的位移向径, C_1 为凸台高度。从结果可以看出 ERSFD 油膜刚度和阻尼均随着 ϵ 的增大而增大,表明轴颈的振动幅值对于 ERSFD 的动力学特性系数有重

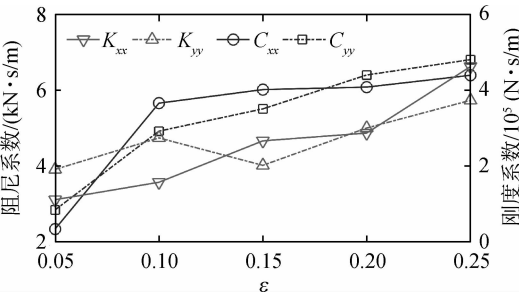


图 16 油膜动力学特性系数随涡动半径的变化

Fig. 16 Force coefficients of the film versus whirl radius

要的影响,这一结果也与传统阻尼器一致。注意到在较小的 ϵ 下,ERSFD 的油膜阻尼显著减小。这表明部分弹性环凸台与套筒之间可能存在一定的间隙。

4 不确定度分析

试验中的不确定度主要来源于两个方面,一是测试仪器本身的不确定度,包括传感器的测试精度带来的不确定度,以及有限的采样频率带来的不确定度。测试用传感器的部分技术指标已在表 3 中给出。根据表 2 和表 3 可以计算得到位移的不确定度 $U_d=6.7\%$,激励力的不确定度 $U_{force}=1\%$ 。试验采样频率为 10 kHz,频率分析点数为 8192 个点,由此可得频率的不确定度为 $U_{frequency}=2.8\%$ 。表 3 中 FS 为量程。

表 3 传感器技术指标

Table 3 Technical indicators of the sensors

名称	厂商	型号	量程	精度
位移传感器	中国工程物理研究院	WD201	0~1 mm	0.1%FS
力传感器	英迈克	502F02	-2~2 kN	1% (非线性度)

另一方面是由于试验中的非理想安装所带来的不确定度,这里主要包括装配过程中阻尼盘与套筒的不严格同心所带来的测试误差以及激振器安装角度偏差所带来的测试误差。由于装配结果具有一定的随机性,因此通过多次测试求标准差的方式可以较好的描述由于非理想安装所带来的测试不确定度。选取厚度为 0.8 mm,凸台高度为 0.1 mm 的弹性环,在表 2 所示工况下进行 5 次重复安装试验,其结果如表 4 所示。假设带来误差的因素相互独立,则测试结果的总不确定度可以表示为

$$U_c = \sqrt{(U_d)^2 + (U_{force})^2 + (U_{frequency})^2 + (U_t)^2}$$
$$U_k = \sqrt{(U_d)^2 + (U_{force})^2 + (U_t)^2}$$

(11)

其中 U_t 为试验台非理想安装所带来的不确定度, U_c 、 U_k 分别为刚度和阻尼系数的总不确定度,也用 U_s 表示。从结果上来看,油膜的动力学特性系数测试结果较为可靠,不确定度一般都在 15% 以下。而弹性环的动力学特性系数,尤其弹性环的阻尼系数不确定度在 30% 左右。

表 4 测试结果的不确定度

Table 4 Uncertainty of the tested results

动力学特性系数	均值	标准差	$U_1/\%$	$U_s/\%$
油膜	$C_{xx}/(\text{kN}\cdot\text{s}/\text{m})$	6.07	0.60	9.8
	$C_{yy}/(\text{kN}\cdot\text{s}/\text{m})$	5.52	0.49	8.8
	$K_{xx}/(\text{kN}/\text{m})$	318	53.8	16.9
	$K_{yy}/(\text{kN}/\text{m})$	319	33.8	10.6
弹性环	$C_{xx}/(\text{kN}\cdot\text{s}/\text{m})$	1.54	0.46	29.8
	$C_{yy}/(\text{kN}\cdot\text{s}/\text{m})$	1.46	0.47	32.3
	$K_{xx}/(\text{kN}/\text{m})$	809	126	15.6
	$K_{yy}/(\text{kN}/\text{m})$	885	97.1	10.9

5 结 论

本文通过实验方法,测得了 ERSFD 轴颈在无偏心圆轨迹涡动情况下的位移与载荷数据,并结合轴颈质心的运动方程识别了弹性环以及油膜的刚度和阻尼系数,结果表明:

1) ERSFD 中的弹性环与油膜均能提供显著的阻尼和刚度系数,其中凸台高度决定了油膜的阻尼和刚度,随着凸台高度的增加,油膜的刚度和阻尼均显著下降;凸台高度对弹性环的刚度和阻尼影响较小。

2) 弹性环的厚度对弹性环的刚度影响较大,弹性环厚度增大,弹性环的刚度也增加,但弹性环的阻尼变化不大;此外弹性环的厚度对油膜的刚度和阻尼无显著影响。

3) ERSFD 油膜阻尼随供油压力的升高先增加后不变,油膜刚度随着供油压力的升高先增加后降低。

4) ERSFD 油膜刚度和阻尼均随着振动位移幅值的增大而增大,在振动位移幅值较小时,ERSFD 的油膜阻尼也很小。

5) 测试结果的不确定度分析表明,油膜的四个动力学特性系数(C_{xx} 、 C_{yy} 、 K_{xx} 、 K_{yy})的不确定度分别为 12.2%、11.5%、18.2%、12.7%。弹性环的四个动力学特性系数(C_{xx} 、 C_{yy} 、 K_{xx} 、 K_{yy})的不确定度分别为 30.7%、33.1%、17.0%、12.8%。

参考文献:

[1] MOHAN S,HAHN E J. Design of squeeze film damper supports for rigid rotors[J]. Journal of Engineering for Industry,1974,96(3):976-982.

[2] LEONTIEV M. Damper supports[EB/OL]. [2018-08-05].

http://www.alfatran.com/pubs/damp_eng.pdf.

[3] 周明,李其汉,晏砺堂. 弹性环式挤压油膜阻尼器减振机理研究(1):弹性环式挤压油膜阻尼器减振机理模型[J]. 燃气涡轮试验与研究,1998,11(4):19-23.

[4] 周明,李其汉,晏砺堂. 弹性环式挤压油膜阻尼器减振机理研究(2):弹性环式挤压油膜阻尼器油膜力特性的求解[J]. 燃气涡轮试验与研究,1999,12(1):30-33.

[5] 曹磊,高德平,江和甫. 弹性环式挤压油膜阻尼器设计因素研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2006,19(4):30-34.

CAO Lei,GAO Deping,JIANG Hefu. Investigation on design factor of elastic ring squeeze film damper[J]. Gas Turbine Experiment and Research,2006,19(4):30-34. (in Chinese)

[6] 曹磊,高德平,江和甫. 弹性环挤压油膜阻尼器-转子系统临界转速特性[J]. 推进技术,2008,29(2):235-239.

CAO Lei,GAO Deping,JIANG Hefu. Investigation on critical speed characteristics of elastic ring SFD-rotor system[J]. Journal of Propulsion Technology,2008,29(2):235-239. (in Chinese)

[7] 洪杰,邓吟,张大义. 弹性环式挤压油膜阻尼器动力设计方法[J]. 北京航空航天大学学报,2006,32(6):649-653.

HONG Jie,DENG Yin,ZHANG Dayi. Dynamic design method of elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2006,32(6):649-653. (in Chinese)

[8] ZHANG Wei,DING Qian. Elastic ring deformation and pedestal contact status analysis of elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Sound and Vibration,2015,346(1):314-327.

[9] 康召辉,任兴民,王鸢. 弹性环式挤压油膜系统新的三维动力学模型[J]. 机械强度,2009,31(6):892-895.

KANG Zhaohui,REN Xingmin,WANG Zhi. New dynamic model of the 3D squeeze film system with a floating ring[J]. Journal of Mechanical Strength,2009,31(6):892-895. (in Chinese)

[10] XU Yongxiang,CHEN Xiao,ZOU Jibin,et al. Influence of orifice distribution on the characteristics of elastic ring-squeeze film dampers for flywheel energy-storage system[J]. IEEE Transactions on Plasma Science,2013,41(5):1272-1279.

[11] DILIGENSKIY D S,NOVIKOV D K. Studying of manufacturing tolerance influence on the performance of GTE rotor elastic rings[J]. Procedia Engineering,2017,176:483-497.

[12] DEFAYE C,ARGHIR M,BONNEAU O,et al. Experimental study of the radial and tangential forces in a whirling squeeze film damper[J]. Tribology Transactions,2006,49(2):271-278.

[13] SAN ANDRÉS L,VANCE J M. Force coefficients for open-ended squeeze-film dampers executing small-amplitude motions about an off-center equilibrium position[J]. ASLE Transactions,1987,30(1):69-76.

[14] SAN ANDRÉS L,DE SANTIAGO O. Forced response of

a squeeze film damper and identification of force coefficients from large orbital motions[J]. Journal of Tribology, 2004,126(2):292-300.

[15] SAN ANDRÉS L, DELGADO A. Identification of force coefficients in a squeeze film damper with a mechanical end seal; Part I unidirectional load tests[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007,129(3):858-864.

[16] SAN ANDRÉS L, JEUNG S H. Orbit-model force coefficients for fluid film bearings: a step beyond linearization [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016,138(2):22502.1-22502.12.

[17] DEFAYE C, LAURANT F, CARPENTIER P, et al. Squeeze film damper predictions for simulation of aircraft engine rotordynamics[R]. Vienna, Austria: Proceedings of ASME Turbo Expo 2004; Power for Land, Sea, and Air American Society of Mechanical Engineers, 2004.

[18] FRITZEN C P. Identification of mass, damping, and stiffness matrices of mechanical systems[J]. Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 1986,108(1):9-16.

[19] SAN ANDRÉS L, ADOLFO D. Identification of force coefficients in a squeeze film damper with a mechanical end seal: centered circular orbit tests[J]. Journal of Tribology, 2007,129(3):660-668.

(编辑:李岩梅、张雪)