DOI: 10.3901/JME.2020.20.195

弹性环式挤压油膜阻尼器的流固耦合建模及动力特性分析*

周海仑^{1,2} 张晨帅¹ 艾延廷^{1,2} 孙丹^{1,2} 陈玺¹

(1. 沈阳航空航天大学航空发动机学院 沈阳 110136;

2. 辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室 沈阳 110136)

摘要: 弹性环式挤压油膜阻尼器结合挤压油膜阻尼器和弹性支承的优点, 其结构更为紧凑, 为能进一步明确其动力学机理, 在充分考虑油膜和弹性环之间相互作用的情况下, 建立弹性环式挤压油膜阻尼器双向流固耦合模型, 通过数值模拟, 研究弹性环凸台高度、宽度、数目和在总间隙不变的情况下不同内外层油膜间隙以及弹性环的弹性模量等对该型阻尼器动力学特性的影响。结果表明, 外层油膜对刚度的贡献大, 内层油膜对阻尼的贡献大, 相对较小的内层油膜间隙且较大的外层油膜间隙, 有利于增加油膜阻尼而抑制油膜刚度非线性。随着弹性环凸台宽度、高度、数目的减小或弹性模量的增加, 内外层油膜刚度和阻尼均增加, 其中弹性环的弹性模量对该型阻尼器的动力特性影响相对较小。以上研究将为弹性环式挤压油膜阻尼器的设计、使用和维护提供参考。

关键词: 弹性环; 挤压油膜阻尼器; 双向流固耦合; 刚度; 阻尼

中图分类号: V231

Study on Dynamic Characteristics and Modeling of Elastic Ring Squeeze Film Damper Based on Fluid-structure Interaction

ZHOU Hailun^{1,2} ZHANG Chenshuai¹ AI Yanting^{1,2} SUN Dan^{1,2} CHEN Xi¹

(1. School of Aero-engine, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136;

2. Liaoning Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technology
for Aircraft Propulsion System, Shenyang 110136)

Abstract: The elastic ring squeeze film damper(ERSFD) combines the advantages of squeeze film damper(SFD) and the elastic support, and its structure is more compact. In order to further clarify its dynamic mechanism, the bidirectional fluid-solid interaction numerical solution model of ERSFD is established considering the interaction between oil and elastic ring. The simulation on the dynamic characteristics of ERSFD are carried out when the width, height, number, and elastic modulus of the elastic ring are different. It is found that the outer oil film makes more contribution to the stiffness, and the inner oil film makes more contribution to the damping. It can be seen that the relatively small inner oil film clearance and the relatively large outer oil film clearance are beneficial to increase the oil film damping and restrain the nonlinearity of oil film stiffness. As the boss width, boss height, boss number, or elastic modulus of the elastic ring increases, both the inner and outer oil film stiffness and damping increase, nevertheless, the influence of elastic modulus of the elastic ring is relatively small. This study will provide a reference for the design, use and maintenance of ERSFD.

Key words: elastic ring; squeeze film damper; bidirectional fluid-structure interaction; stiffness; damping

0 前言

弹性环式挤压油膜阻尼器(Elastic ring squeeze

film damper, ERSFD)起初是由俄罗斯学者设计出弹性环并将其应用到挤压油膜阻尼器(Squeeze film damper, SFD)领域, 作为 SFD 的改进型广泛应用于航空发动机上^[1-2]。将弹性环放置在阻尼器轴颈和轴承座之间, 加工弹性环时其内、外表面均布凸台并将内外凸台交错分布, 内侧的凸台与阻尼器轴颈外表面配合, 外侧的凸台与阻尼器外圈内表面配合。

* 国家自然科学基金(51505300)、辽宁省自然科学基金(2019ZD0233)和辽宁省教育厅基金(JYT19061)资助项目。20191018 收到初稿, 20200301 收到修改稿

与传统 SFD 相比,因为弹性环的存在,使得其具有内外两层油膜。在工作时油膜被中间的弹性环凸台分割成多个油腔,润滑油可通过弹性环上的渗油孔连通内外两层油膜,在这种复杂的流固耦合作用下,达到减小振动的效果,此外 ERSFD 将 SFD 与弹性支承的优点相结合,使其结构更为紧凑^[3],如图 1 所示。

图 1 弹性环式挤压油膜阻尼器结构图

为了明确 ERSFD 的减振机理,国内外学者对其进行了理论分析、数值模拟和试验测试研究。周明和晏砺堂等^[4-6]建立了 ERSFD 内外层油膜的雷诺方程,在假定弹性环在一定运动状态和变形条件下,研究了 ERSFD 的油膜压力场分布和大小、油膜刚度和油膜阻尼等油膜力特性,并与传统 SFD 进行对比。研究表明与传统的 SFD 相比,ERSFD 能更好地适应较大的不平衡量。洪杰等^[7]利用有限元法分析了 ERSFD 动力特性,提出 ERSFD 由于弹性环的存在而具有分段式的油膜间隙,利用弹性环的弹性变形来调整油膜间隙,将油膜间隙控制在一个合适的范围内,从而有效地避免传统 SFD 在一定工作条件下的非线性振动现象的发生。曹磊等^[1, 8-9]推导出 ERSFD 的 Reynolds 方程,研究了 ERSFD 的减振机理,并通过试验研究了弹性环几何参数和有无端封等条件对带有 ERSFD 转子系统的动力学响应的影响。苏春峰^[10]对 ERSFD 进行了理论研究和有限元建模分析,研究表明 ERSFD 的装配紧度对它的径向刚度和阻尼以及油膜压力等产生了很大的影响。XU 等^[11]利用有限元法研究了渗油孔的分布对 ERSFD 油膜阻尼特性的影响,研究表明渗油孔的分布对阻尼系数的调节有着重要的作用。李兵等^[12]通过试验和数值分析的方式,分析了 ERSFD-转子系统在弹性环凸台高度、供油条件及不平衡量等因素影响下的动力学特性,并综合各因素的影响结果,得出在弹性环凸台高度较小的 ERSFD 支承下,转子有较为理想动力特性。何洪等^[13]采用有限元分析

以及挤压油膜理论对弹性环支承刚度、油膜压力场分布、油膜刚度阻尼以及滚珠轴承转子系统动力学特性等方面进行了分析研究,研究表明弹性环阻尼器的交叉刚度和阻尼很小,有效地改善了 SFD 刚度阻尼自由度耦合问题,使得刚度阻尼的非线性得到明显的抑制。DILIGENSKIY 等^[14]建立了弹性环的有限元模型,分析了加工公差对弹性环刚度的影响。ZHANG 等^[15-18]借助于有限差分法对 ERSFD 进行油膜压力求解,结合转子振动响应分析了 ERSFD 的动力特性。WANG 等^[19-20]基于线性系统的参数识别方法,进行 ERSFD 动力特性参数识别,然而弹性环凸台与阻尼器内外环的接触,势必带来 ERSFD 振动响应特性的强非线性。

综上所述,早期关于 ERSFD 动力特性的研究主要基于单向的流固耦合开展研究,近年来开始基于双向流固耦合理论开展 ERSFD 动力特性的研究。然而,基于双向流固耦合理论,通过数值计算获得内外油膜压力分布,并对油膜压力分布进行积分获得油膜动力特性,基于此开展弹性环凸台数量、几何尺寸以及内外层油膜对其动力特性影响的研究鲜有报道。因此,为了能为 ERSFD 的结构设计提供理论依据,本文基于双向流固耦合原理及动网格技术,建立 ERSFD 双向流固耦合数值求解模型,开展 ERSFD 弹性环凸台数量、几何尺寸和内外层油膜间隙等对其油膜动力特性的研究。

1 ERSFD 流固耦合数值模型

1.1 流固耦合基本理论

对于 ERSFD 来说,弹性环固体将滑油分割成多个腔室,当滑油受到挤压产生油膜压力时会作用到弹性环上使其产生形变,而弹性环的形变又使得油膜间隙发生改变进而又会改变油膜压力。

1.1.1 流体控制方程

在流场中任何流体都需要遵循最基本的物理守恒定律,包括质量守恒定律、动量守恒以及能量守恒定律,而这些定律都有对应的守恒方程对流体进行控制^[21]。

(1) 质量守恒方程。质量守恒方程,在流体中又称为连续性方程,是用来表示流体流动时质量守恒的表达式,指的是在单位时间内流出流体微元体中的净质量与该段时间内流入该微元体的净质量相等。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中, ρ 为流体密度, t 为时间, u 、 v 、 w 分别代表

着 x 、 y 、 z 三个方向的速度。

(2) 动量守恒方程。动量守恒方程也是流体流动中必须要遵守的基本定律之一, 指的是作用在流体微元体上的外力之和等于该流体微元体中的动量随时间的变化率。对于三维流动, 根据动量守恒的定义给出 x 、 y 、 z 三个方向的动量守恒方程

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mathbf{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \end{cases} \quad (2)$$

式中, $\mathbf{V}$ 表示流体速度矢量; p 表示流体微元体上的压力; τ_{xx} 、 τ_{xy} 、 τ_{xz} 等表示的是因分子黏性作用而产生的作用在流体微元体表面上的黏性应力 τ 的分量; $\mathbf{f}$ 表示单位质量流体上的体积力, f_x 、 f_y 、 f_z 表示 x 、 y 、 z 三个方向的分量。

对于各种类型的流体, 包括非牛顿流体, 均适用于式(2)所给出的流体动量守恒方程。对于牛顿流体, 在流体微元体表面上的黏性应力 τ 与流体的变形率成线性关系, 则有

$$\begin{cases} \tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \text{div}(\mathbf{V}) \\ \tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \text{div}(\mathbf{V}) \\ \tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \text{div}(\mathbf{V}) \\ \tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\ \tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{cases} \quad (3)$$

式中, μ 是流体的动力黏度, λ 是第二黏度, 一般情况下取 $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$ 。将式(3)代入式(2)中可得到

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{V}) = \text{div}(\mu \text{grad } u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{V}) = \text{div}(\mu \text{grad } v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mathbf{V}) = \text{div}(\mu \text{grad } w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \end{cases} \quad (4)$$

式中, S_u 、 S_v 、 S_w 是动量守恒方程的广义源项, 其中, $S_u = F_x + s_x$, $S_v = F_y + s_y$, $S_w = F_z + s_z$, 而 s_x 、 s_y 、 s_z 的表达式如下

$$\begin{cases} s_x = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \text{div } \mathbf{V}) \\ s_y = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda \text{div } \mathbf{V}) \\ s_z = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda \text{div } \mathbf{V}) \end{cases} \quad (5)$$

一般来讲 s_x 、 s_y 和 s_z 都是小量, 对于黏性为常数的不可压缩流体则可认为这三项均为 0。

(3) 能量守恒方程。根据能量守恒和转换定律, 流体微元体中能量随时间的变化率与作用在该微元体上的质量力和表面力所做的功率以及和外界的热交换率之和相等, 依此给出流体微元体的能量方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(E + \frac{\mathbf{V}^2}{2} \right) \right] + \text{div} \left[\rho \left(E + \frac{\mathbf{V}^2}{2} \right) \mathbf{V} \right] = \rho q + \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial(u p)}{\partial x} - \\ \frac{\partial(v p)}{\partial y} - \frac{\partial(w p)}{\partial z} + \frac{\partial(u \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zx})}{\partial z} + \\ \frac{\partial(v \tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v \tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w \tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w \tau_{yz})}{\partial y} + \\ \frac{\partial(w \tau_{zz})}{\partial z} + \rho \mathbf{f} \cdot \mathbf{V} \end{aligned} \quad (6)$$

式中, E 表示内能, q 为热流量, k 为热传导系数, T 为温度。

1.1.2 固体控制方程

流固耦合分析中固体在受到流体的作用下的控制方程为

$$\mathbf{M}_s \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}_s \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}_s \mathbf{x} = \mathbf{F}_s \quad (7)$$

式中, $\mathbf{M}_s$ 为固体的质量矩阵, $\mathbf{C}_s$ 为固体阻尼矩阵, $\mathbf{K}_s$ 为固体刚度矩阵, $\mathbf{x}$ 为固体的位移矢量, $\mathbf{F}_s$ 为固体受到的外载荷矢量。

1.1.3 流固耦合方程

在流固耦合分析中也需要遵循最基本的守恒原则, 即在流固耦合交界处, 流体与固体所对应的变量均需要满足守恒的原则, 建立流体与固体之间的关系并给出流固耦合控制方程, 在对方程求解的同时实现耦合的目的, 流固耦合过程中应满足的方程如下

$$\begin{cases} \tau_f \cdot \mathbf{n}_f = \tau_s \cdot \mathbf{n}_s \\ d_f = d_s \\ q_f = q_s \\ T_f = T_s \end{cases} \quad (8)$$

式中, τ 表示应力, $\mathbf{n}$ 表示耦合界面法线的方向余弦,

d 表示位移, q 表示热流量, T 表示温度, 下标 f 和 s 分别代表流体和固体。

1.2 双向流固耦合分析原理及方法

从数据传递的角度可将流固耦合分析分为单向流固耦合分析和双向流固耦合分析。在分析静态结构性能时利用单向流固耦合进行分析便能达到很好的效果, 但在分析振动等动力学问题时, 若忽略固体的影响则会产生较大的偏差, 这时就需要利用双向流固耦合方法来进行分析, 在分析过程中数据的交换是双向的, 即流体的分析结果传递至固体, 而固体结构分析的结果又会反馈给流体进行分析。

1.2.1 耦合面数据传递与交换

ERSFD 流体与固体结构的尺寸相差很大, 若是将流体与固体网格按相同网格尺寸进行划分, 则会使固体域网格数量过于庞大, 使计算时间大大增加。为保证计算效率, 流体与固体在划分网格时采用非对应网格来划分。对于流体与固体网格非对应的情况, 在耦合面进行数据传递前必须进行插值运算, 来保证数据传递能够顺利进行。

1.2.2 动网格技术

为了对 ERSFD 进行更准确的数值模拟, 本文运用动网格技术建立了 ERSFD 双向流固耦合瞬态求解模型。当阻尼器轴颈产生运动时, 在各计算域中网格的每个边均视为一个弹簧, 通过拉伸和扭转这些弹簧, 将弹性环变形信息传递给与之耦合的流体域耦合面每一个节点, 进而将弹性环变形信息传递至内外两层流体域中。考虑到守恒性, 各节点上满足其合外力为零, 弹簧受力平衡方程分别为

$$F_l = K_l^{ij} q^{ij} \quad (9)$$

$$F_l^{ijk} = (R^{ijkT} C^{ijk} R^{ijk}) q^{ijk} \quad (10)$$

式中, K_l^{ij} 和 $(R^{ijkT} C^{ijk} R^{ijk})$ 分别是弹簧拉伸和扭转时的平衡刚度矩阵, q^{ij} 和 q^{ijk} 分别为表示弹簧拉伸和扭转时所对应的位移矢量。

1.2.3 ERSFD 双向流固耦合分析方法

借助于 ANSYS Workbench 数据交换平台实现对 ERSFD 双向流固耦合分析, 其中对弹性环利用瞬态结构模块进行动力学分析, 利用 CFX 模块对内外层油膜进行流体分析。

在瞬态结构和 CFX 模块中共用同一个 ERSFD 几何模型, 将两个模块中的前处理项连接以便数据进行实时交换, 在双向流固耦合求解过程中采用双重循环的迭代方法。

在 T_n 时刻进入循环之前对内外层油膜提供一个初始的压力及速度, 对弹性环提供一个初始的位

移条件, 来获得初始的油膜运动状态和弹性环受力情况。根据初始的油膜运动状态和弹性环受力情况分别代入到 CFX 求解器和瞬态结构求解器当中进行迭代, 当两个求解器计算均收敛后, 数据传递至系统内进行耦合, 将流体域计算得到的油膜力 F 与固体域计算得到的弹性环位移 x 通过网格插值在耦合面上进行传递交换并判断耦合是否收敛。若耦合不收敛, 则需要将流体域计算得到的油膜力 F 更新为弹性环的初始条件, 将固体域计算的弹性环位移 x 更新为内外层油膜的初始条件, 依次往复直至达到收敛, 才可认为该次双向流固耦合迭代计算已完成, 再进入到下一时刻 T_{n+1} 开始继续循环。相较于单向流固耦合分析, 双向流固耦合能够更全面地考虑内外层油膜与弹性环之间的相互作用, 更接近于实际情况。

1.3 ERSFD 双向流固耦合数值模型

1.3.1 ERSFD 几何建模

ERSFD 在轴颈与阻尼器外圈之间放入周向交错均布若干凸台的弹性环, 将油腔分为内外两层油膜, 此外在弹性环上还均布有渗油孔起到联通内外层油膜的作用, 弹性环及油膜相关尺寸列于表 1 中。

表 1 ERSFD 几何参数

弹性环几何参数	数值	油膜几何参数	数值
凸台数	8	阻尼器外圈半径/mm	23.4
凸台对应角度($^{\circ}$)	10	阻尼器轴颈半径/mm	21.5
弹性环厚度/mm	1.5	阻尼器轴颈宽/mm	15
渗油孔数	8	外层油膜间隙/mm	0.2
渗油孔直径/mm	1	内层油膜间隙/mm	0.2

根据表 1 给出的几何参数在 UG 软件中分别对弹性环及内外油膜层建立三维几何模型, 并导入到 ANSYS Workbench 平台中生成模型, 在瞬态结构模块中显示弹性环结构, 在 CFX 模块中显示流体结构, 如图 2 所示。

图 2 ERSFD 结构模型

1.3.2 ERSFD 网格化分

由于模型较为复杂需要将模型进行拆分以便能够更好地划分出六面体网格, 分别在瞬态结构和 CFX 模块对弹性环及内外层油膜进行网格划分, 弹性环固体网格数约为 200 000, 内外层油膜流体网格数约为 310 000, 其中整体网格质量比率为 0.96, ERSFD 网格划分如图 3 所示。

图 3 ERSFD 网格

1.3.3 ERSFD 边界条件设定

在实际情况下, ERSFD 中的弹性环内外两侧凸台分别与阻尼器外圈和轴颈为紧配合, 在阻尼器轴颈产生进动时, 弹性环的内外侧凸台表面与外圈及轴颈发生接触。参考文献[14, 19], 本文对于 ERSFD 求解模型进行简化分析, 不考虑凸台与阻尼器外圈和轴颈之间的摩擦, 认为在 ERSFD 工作过程中弹性环外侧凸台表面为全约束状态, 内侧凸台表面随轴颈产生相同的进动。由于弹性环在 ERSFD 工作过程中没有自转且在轴向不能产生移动, 因此对弹性环的两侧设置位移约束, 将三个方向的转动以及沿轴线方向的位移设置为 0。此外, 将弹性环与内外层油膜接触的表面设置为流固耦合交界面, 弹性环固体的边界条件如图 4a 所示。其中弹性环材料的密度为 $7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 弹性模量为 $2 \times 10^5 \text{ MPa}$, 泊松比为 0.3。

对于内外层油膜的边界条件如图 4b 所示, 其中油膜层的两端为开放性压力出口边界, 出口压力设定为大气压; 对阻尼器外圈(即外层油膜外表面)设定为固定壁面边界, 对阻尼器轴颈(即内层油膜内表面)边界条件为壁面并给定特定的运动方程来模拟轴颈作圆进动的

情况; 并将弹性环与内外层油膜接触的表面设置为流固耦合交界面, 便于进行流体与固体之间的数据交换, 其中滑油的密度为 972 kg/m^3 , 动力黏度为 $0.005 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。

图 4 ERSFD 流固耦合边界条件

2 ERSFD 动力学特性研究

2.1 偏心率对动力特性的影响

为了研究偏心率对 ERSFD 动力特性的影响, 在弹性环凸台数为 8 个, 凸台高度为 0.2 mm, 凸台宽所对应圆心角度为 10° , 阻尼器轴颈进动频率为 80 Hz 的情况下, 分别计算阻尼器轴颈动偏心率为 0.1、0.2、0.3、0.4 以及 0.5 来探究偏心率对 ERSFD 的影响。仿真计算得到的 ERSFD 内外两层油膜压力分布及弹性环变形云图如图 5~7 所示。

从图 5~7 中可以看出, 随着偏心率的增加, 内外层油膜压力最大值均增加且内外层油膜压力的最大值之间存在一定角度, 这是由于弹性环的内外侧凸台交错分布将内外层油膜分隔开来导致的。弹性环外侧凸台由于为全约束状态, 几乎没有位移形变, 弹性环内侧凸台随着轴颈的产生相同的进动, 位于内外凸台之间的环位移变形最大。根据内外层油膜压力进行积分得到油膜力, 进而得到 ERSFD 内外层油膜刚度和阻尼, 内外层油膜刚度和阻尼的计算结果如图 8 所示。

图5 偏心率0.1 压力分布及弹性环变形

图6 偏心率0.3 压力分布及弹性环变形

图7 偏心率0.5 压力分布及弹性环变形

图8 偏心率对 ERSFD 动力特性的影响

由图 8 可知, 内外层油膜刚度和阻尼均随偏心率的增加而增加, 其中外层油膜所提供的刚度大于内层油膜, 并且外层油膜刚度的非线性程度略高于内层油膜, 而外层油膜所提供的阻尼小于内层油膜。这是由于内层油膜受到阻尼器轴颈进动和弹性环形变的影响, 而外层油膜更多的是受到弹性环变形的影响, 此外在挤压过程中流经渗油孔的滑油也会对外层油膜产生一定的影响。因此, 内层油膜所产生的油膜切向力大于外层油膜, 而内层油膜产生的油膜径向力则小于外层油膜, 说明内层油膜对于油膜阻尼的贡献大于外层油膜, 但对于油膜刚度的贡献则小于外层油膜。

2.2 弹性环凸台数目对动力特性的影响

为了研究弹性环凸台数目对 ERSFD 动力特性的影响, 在凸台高度为 0.2 mm, 凸台宽所对应圆心角度为 10° , 阻尼器轴颈进动频率为 80 Hz 及偏心率为 0.3 的情况下, 分别计算当弹性环凸台数目为 4、8、12、16 和 20 时 ERSFD 的油膜刚度和阻尼, 如图 9 所示。

图 9 弹性环凸台数对 ERSFD 动力特性的影响

由图 9 可知, 随着弹性环凸台数目的增加, 内外层油膜刚度和阻尼均减小。并且随着凸台数目的增加, 油膜刚度和阻尼的减小程度有逐渐变缓的趋势。这是由于弹性环凸台数目增加, 使得油膜区域

相应的减小, 所能提供的油膜刚度和阻尼也随之减少。弹性环数目的增加意味着弹性环的刚度增加, 当弹性环的凸台数增加到一定数目后, 弹性环自身的刚度过大, 在轴颈产生相同的圆进动时, 使得弹性环形变量变化很小, 对内外层油膜产生影响变小, 这就使得当凸台数目逐渐增加, 内外层油膜刚度和阻尼的变化逐渐变小且变化逐渐平缓。

2.3 弹性环凸台宽度对动力特性的影响

通过改变弹性环凸台宽度所对应的圆心角度来研究弹性环凸台宽度对 ERSFD 动力特性的影响, 在弹性环凸台数为 8 个, 凸台高度为 0.2 mm, 阻尼器轴颈进动频率为 80 Hz 及偏心率为 0.3 的情况下, 分别计算凸台宽所对应圆心角度为 6° 、 8° 、 10° 、 12° 及 14° 时 ERSFD 的油膜刚度和阻尼, 如图 10 所示。

图 10 弹性环凸台宽对 ERSFD 动力特性的影响

由图 10 可知, 随着弹性环凸台宽度的增加, 内外层油膜刚度和阻尼均减小, 并且油膜刚度和阻尼的减小程度逐渐变缓。这与凸台数目的影响相似, 增加凸台宽度使得周向受挤压的油膜区域减小并且增加了弹性环的刚度, 导致内外层油膜所产生的油膜刚度和阻尼减小, 且有变化逐渐平缓的趋势。

2.4 弹性环凸台高度对动力特性的影响

为了研究弹性环凸台高度对 ERSFD 动力特性

的影响,在凸台数目为 8 个,凸台宽所对应圆心角度为 10° ,阻尼器轴颈进动频率为 80 Hz 及偏心率为 0.3 的情况下,分别计算当弹性环凸高度为 0.15 mm、0.2 mm、0.25 mm、0.3 mm 和 0.35 mm 时 ERSFD 的油膜刚度和阻尼,如图 11 所示。

图 11 弹性环凸台高度对 ERSFD 动力特性的影响

由图 11 可知, ERSFD 内外层油膜刚度和阻尼随着凸台高度的增加而急剧减小。虽然凸台高度的增加使得弹性环的刚度有所降低并使弹性环变形增加,但是在弹性环与阻尼器轴颈和外圈紧配合的情况下,凸台的高度也就是内外层油膜的单层油膜厚度,因此,凸台高度的增加就意味着内外层油膜间隙的增加。在这种情况下,随着油膜间隙的增加使得内外层油膜的刚度和阻尼减小,并且油膜间隙的影响大于弹性环变形的影响,最终使得内外层油膜的油膜刚度和阻尼均随着凸台高度的增加而减小。

2.5 内外层间隙对动力特性的影响

为了研究内外层油膜间隙对 ERSFD 动力特性的影响,在内外层油膜间隙总和为 0.5 mm,凸台数目为 8 个,凸台宽所对应圆心角度为 10° ,阻尼器轴颈进动频率为 80 Hz 及动偏心距为 0.075 mm 的情况下,分别计算内层油膜间隙 0.15 mm、0.2 mm、0.25 mm、0.3 mm 和 0.35 mm(即外层油膜间隙对应为 0.35 mm、0.3 mm、0.25 mm、0.2 mm 和

0.15 mm)时 ERSFD 的油膜刚度和阻尼,如图 12 所示,图中横轴表示内层油膜间隙。

图 12 油膜间隙对 ERSFD 动力特性的影响

由图 12 中可以看出,在 ERSFD 内外层间隙总和不变以及阻尼器轴颈动偏心距相等的情况下,内层油膜所提供的油膜阻尼随着内层油膜间隙的增加而逐渐减小,外层油膜所提供的油膜阻尼随着外层油膜的减小而增加。内层油膜所提供的刚度随着内层油膜间隙的增加而减小,而外层油膜所提供的刚度则随着外层油膜间隙的减小而增加,并且外层油膜刚度随间隙变化的趋势大于内层油膜刚度随间隙的变化。此外由第 2.1 节可知外层油膜对于油膜刚度的贡献要高于内层油膜,这也就使得外层油膜在小间隙的情况下所提供的油膜刚度大于内层油膜在小间隙下所提供的油膜刚度。

对于油膜阻尼器来说,既要保证其可以提供较大的油膜阻尼,又要避免产生较大的油膜刚度。根据上述分析可知,在选取 ERSFD 的内外层油膜间隙时,当内层油膜间隙不大于外层油膜间隙时更有利于 ERSFD 的油膜动力特性。

2.6 弹性模量对动力特性的影响

为了研究弹性环弹性模量对 ERSFD 动力特性的影响,在弹性环凸台数为 8 个,凸台高度为 0.2 mm,凸台宽所对应圆心角度为 10° ,阻尼器轴

颈进动频率为 80 Hz 以及轴颈动偏心率为 0.3 的情况下, 分别选取弹性环材料的弹性模量为 1.5×10^{11} Pa、 1.75×10^{11} Pa、 2×10^{11} Pa、 2.25×10^{11} Pa 和 2.5×10^{11} Pa, 计算 ERSFD 的油膜刚度和阻尼, 如图 13 所示。

由图 13 可知, 随着弹性环弹性模量的增加, ERSFD 内外层油膜刚度和阻尼呈增加的趋势且增加逐渐平缓, 此外外层油膜刚度和阻尼的变化幅度小于内层油膜。这是由于在弹性模量的增加相当于弹性环刚度增加, 弹性环所产生的变形减小, 对内外层油膜间隙的影响逐渐变小, 导致内外层油膜刚度和阻尼变化趋于平缓。总体来说, 弹性环的弹性模量对 ERSFD 的动力特性影响不大。由此可知, 弹性模量不是弹性环材料选择的重要参数。

图 13 弹性环弹性模量对 ERSFD 动力特性的影响

3 结论

为了进一步明确 ERSFD 的动力学机理, 为其的设计提供参考, 在充分考虑流体与固体之间的相互作用的情况下, 建立了 ERSFD 双向流固耦合模型, 通过数值模拟, 研究了弹性环凸台高度、宽度、数目和在总间隙不变的情况下不同内外层油膜间隙以及弹性环的弹性模量对 ERSFD 动力学特性的影

响, 结果如下。

(1) 随着偏心率的增加内外层油膜压力最大值均增加, 且内外层油膜压力的最大值之间存在一定角度。内外层油膜刚度和阻尼均随偏心率的增加而增加, 并且内层油膜对于油膜阻尼的贡献大于外层油膜, 但对于油膜刚度的贡献则小于外层油膜。

(2) 随着弹性环凸台数目及凸台宽对应圆心角度的增加, ERSFD 内外层油膜刚度和阻尼均减小。

(3) 弹性环凸台高度的增加相当于内外层油膜间隙增大, 且油膜间隙增加的影响大于弹性环变形的影响, 最终使得 ERSFD 油膜刚度和阻尼随着凸台高度的增加而减小。

(4) 在 ERSFD 内外层间隙总和不变以及阻尼器轴颈动偏心距相等的情况下, ERSFD 内层油膜所提供的油膜刚度阻尼随着内层油膜间隙的增加而逐渐减小, 而外层油膜刚度阻尼的变化规律与之相反。在选取 ERSFD 的内外层油膜间隙时, 应尽量保证内层油膜间隙不大于外层油膜间隙, 这样更有利于 ERSFD 的油膜动力特性。

(5) 增加弹性环材料的弹性模量, ERSFD 内外层油膜刚度和阻尼增加并趋于平缓, 相对来说, 弹性环的弹性模量对 ERSFD 的动力特性影响不大。由此可知, 弹性模量不是弹性环材料选择的重要参数。

以上研究为 ERSFD 的设计、使用和维护提供了参考。

参 考 文 献

- [1] 曹磊. 组合弹性支承—阻尼系统动力特性理论及试验研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2006.
CAO Lei. Theoretical and experimental study on dynamic characteristics of combined elastic support-damper[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2006.
- [2] 陈光. 航空发动机结构设计分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006: 316-321.
CHEN Guang. Aeroengine structural design and analysis[M]. Beijing: Beihang University Press, 2006: 316-321.
- [3] 周明, 李其汉, 晏砺堂. 弹性环式挤压油膜阻尼器实验研究与应用[J]. 航空动力学报, 1998, 13(4): 408-412.
ZHOU Ming, LI Qihan, YAN Litang. Experimental research and application of elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(4): 408-412.
- [4] 周明. 弹性环式挤压油膜阻尼器理论与实验研究[D].

- 北京: 北京航空航天大学, 1996.
- ZHOU Ming. Theoretical and experimental study on elastic ring squeeze film damper[D]. Beijing: Beihang University, 1996.
- [5] 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[J]. 航空动力学报, 1998, 13(4): 403-407.
- ZHOU Ming, LI Qihan, YAN Litang. Study on vibration reduction mechanism of elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(4): 403-407.
- [6] 周明, 李其汉, 晏砺堂. 弹性环式挤压油膜阻尼器油膜力特性研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1998, 11(3): 17-23.
- ZHOU Ming, LI Qihan, YAN Litang. Study on oil film force characteristics of elastic ring squeeze film damper[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 1998, 11(3): 17-23.
- [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.
- [8] 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.
- [9] 曹磊, 高德平, 江和甫. 弹性环式挤压油膜阻尼器减振机理初探[J]. 振动工程学报, 2007, 20(6): 584-588.
- CAO Lei, GAO Deping, JIANG Hefu. Damping mechanism of elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(6): 584-588.
- [10] 苏春峰. 弹性环式挤压油膜阻尼器动力特性研究[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2009.
- SU Chunfeng. Study on dynamic characteristics of elastic ring squeeze film damper[D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University, 2009.
- [11] 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.
- [12] 李兵, 程定春, 江志敏, 等. 弹性环式挤压油膜阻尼器-转子系统动力特性试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2015, 28(4): 19-22.
- LI Bing, CHENG Dingchun, JIANG Zhimin, et al. Experiment study on dynamic characteristics of elastic ring squeeze film damper rotor system[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2015, 28(4): 19-22.
- [13] 何洪, 王世琥, 王连群, 等. 弹性环阻尼器对涡轮增压器转子动力性能影响研究[J]. 车用发动机, 2016(4): 70-74.
- HE Hong, WANG Shihu, WANG Lianqun, et al. Influence of elastic ring damper on power performance of turbocharger rotor[J]. Vehicle Engine, 2016(4): 70-74.
- [14] 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.
- [15] 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: 314-327.
- [16] 张微. 两相流挤压油膜阻尼器-转子系统动力学特性理论及实验研究[D]. 天津: 天津大学, 2017.
- ZHANG Wei. Theoretical and experimental research on dynamics of two phase flow squeeze film damper-rotor system[D]. Tianjin: Tianjin University, 2017.
- [17] 王晓娟, 韩知非, 丁千, 等. 流体惯性对弹性环式挤压油膜阻尼器-转子系统动力特性的影响[J]. 航空动力学报, 2018, 33(12): 2981-2990.
- WANG Xiaojuan, HAN Zhifei, DING Qian, et al. Influence of fluid inertia on dynamic characteristics of elastic ring squeeze film damper-rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(12): 2981-2990.
- [18] HAN Zhifei, DING Qian, ZHANG Wei. Dynamical analysis of an elastic ring squeeze film damper-rotor system[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 131: 406-419.
- [19] WANG Zhenlin, XU Ning, YU Xiangyu, et al. The dynamic characteristic analysis of elastic ring squeeze film damper by fluid-structure interaction approach[C]//ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2017.
- [20] 王震林, 刘占生, 张广辉, 等. 基于厚板的弹性环式挤压油膜阻尼器建模及动力学特性系数识别[J]. 航空动力学报, 2019, 34(3): 635-642.
- WANG Zhenlin, LIU Zhansheng, ZHANG Guanghui, et al.

- Numerical modelling of elastic ring squeeze film damper based on thick plate and force coefficient identification[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2019, 34(3): 635-642.
- [21] 刘宁宁. 基于流固耦合的刷式密封流场特性与力学特性研究[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2017.
- LIU Ningning. Study of flow and mechanical characteristics of brush seals based on fluid-structure interaction[D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University, 2017.
-
- 作者简介:** 周海仑(通信作者), 男, 1983 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为挤压油膜阻尼器、转子动力学和航空发动机整机振动。
- E-mail: hlzhou@sau.edu.cn