

文章编号:1000-8055(2009)11-2545-06

带挤压油膜阻尼器双盘转子的参数变化对系统响应的影响

王红瑾¹, 秦卫阳¹, 杨树林¹, 邓旺群²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国航空工业集团公司 中国航空动力机械研究所, 株洲 412002)

摘 要: 研究了涡轴发动机模拟低压转子的动力学响应随系统参数的变化. 首先基于涡轴发动机模拟低压转子, 建立了弹性支承-两端带挤压油膜阻尼器的双盘转子动力学模型, 推导了其运动微分方程. 对于这个 12 维的动力学方程组, 采用数值方法进行了求解. 研究了转速、两盘偏心及其相位角、两盘质量比等对系统响应的影响. 由计算结果可以看出, 中间盘和外伸盘的相位差为 π 时, 两个盘的振动响应都达到最小, 而当两个盘的偏心相位相同时, 其振动响应最大. 中间盘的质量越大, 两个盘的响应会越大; 而当中间盘比外伸盘质量小很多时, 系统的振动响应会降低.

关 键 词: 双盘转子; 挤压油膜阻尼器; 转速; 偏心; 相位; 质量

中图分类号: V231.96

文献标识码: A

Response of two-disk rotor with squeeze film dampers and its variation with parameters

WANG Hong-jin¹, QIN Wei-yang¹, YANG Shu-lin¹, DENG Wang-qun²

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University Xi'an 710072, China;

2. China Aviation Powerplant Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: This paper investigated the variation of dynamical response of a low pressure rotor in turboshaft engine with its system parameters. Based on the model of low pressure rotor, a dynamical simplified model of two-disk rotor with squeeze film damper at each end was built. Its motion equations were derived. The numerical method was applied to solve the 12-dimensions differential equations. The influence of some parameters, e. g., rotating speed, eccentricity and its phase angle, mass ratio of two disks, were analyzed. From simulation results, it can be seen that when phase difference of two disks' eccentricity is π , the two disks have their minimum vibration amplitude respectively. When their phase is identical, their vibration responses reach maximum values. The larger the mass of mid-span disk is, the larger the vibrations of two disks are. When mass of mid-span is lesser than that of overhung rotor, the response of system will decrease.

Key words: two-disk rotor; squeeze film damper; rotating speed; eccentricity; phase; mass

收稿日期:2008-11-10; 修订日期:2009-04-24

作者简介:王红瑾(1984-),女,陕西西安人,硕士,主要从事转子动力学及多目标优化研究.

挤压油膜阻尼器 (squeeze film damper, SFD) 具有明显的减振效果, 因此在实际发动机转子结构中经常得到应用, 有很多学者进行了这方面的研究. 吕晓光等^[1]研究了带挤压油膜阻尼器-滑动轴承的单盘转子系统的非线性响应, 得到了系统由周期到混沌运动的变化规律. 焦厚照^[2]等应用油膜力数据库方法获得非线性油膜力, 对非线性挤压油膜阻尼器-转子系统非线性动力特性、非协调运动及周期解分叉的稳定性进行了分析. 揭示了转子系统在特定参数范围内存在系统亚谐波、概周期和混沌等非协调运动, 及从同步周期运动分叉发生一系列倍周期运动, 最后导致转子-轴承系统混沌运动的过程. 战鹏^[3]为解决由临界转速引起的某型发动机低压压气机试验件试车振动问题, 研制了挤压油膜阻尼器. 根据试验数据确定了阻尼器的设计参数及与转子轴颈尺寸, 取得了良好的效果. 为了更加准确地研究挤压油膜阻尼器内油膜力的变化, 一些学者采用了有限元的方法^[4]. 郭宝亭等^[5]为改善挤压油膜阻尼器油膜力高度非线性, 提出了一种新型的金属橡胶外环自适应式挤压油膜阻尼器, 利用金属橡胶的弹性变形来调整油膜间隙, 能明显抑制双稳态跳跃等非线性振动现象的发生. 此外, 还提出了一些新型的挤压油膜阻尼器模型^[6-8].

但是, 并非任意一个挤压油膜阻尼器都能起到提高转子系统的稳定性和减振作用, 参数设计合理与否至关重要. 在实际的涡轴发动机模拟低压转子的研究中, 出现的模型是一种两端带挤压油膜阻尼器的双盘转子系统, 并且要考虑盘的转

角变化, 这种模型目前还未见到有相关文献讨论. 特别是存在居中盘与悬臂盘时, 相对于单盘转子, 会出现多个交叉刚度与陀螺力矩的影响, 情况要复杂得多, 因此需要认真分析其各个参数对系统响应的影响.

本文对带挤压油膜阻尼器的双盘涡轴发动机模拟低压转子进行了数学建模, 推导了其运动方程, 通过计算分析, 确定了转子系统响应的相关设计变量及其对系统响应的影响.

1 理论分析与建模

实际的模拟低压转子是在支承处带有挤压油膜阻尼器, 轴承处有鼠笼弹性支承, 带有两个盘的转子结构. 在具体的分析时, 对此模型进行了数学建模, 将鼠笼处的支承考虑为弹性支承, 考虑轴承的质量, 两个轴承外环上套有挤压油膜阻尼器 (图1).

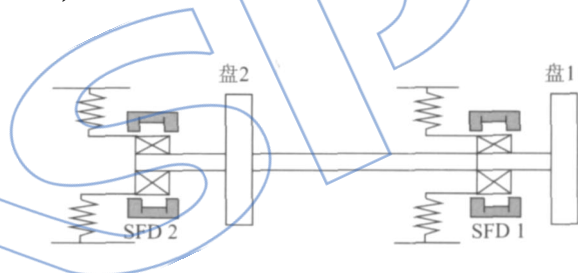


图1 模拟低压转子简图

Fig 1 Schematic map of low pressure rotor

对于这个结构, 进行动力学分析, 考虑盘的摆振与横向振动, 运用质心运动定理和动量矩定理, 推导出系统的运动微分方程如下:

$$\begin{aligned}
 & m_1 \ddot{x}_1 + c \dot{x}_1 + k_{1xx} (x_1 - x_{b0}) + k_{1y} \theta_{1y} + k_{12} x_2 + k_{13} \theta_{2y} = \\
 & \quad m_1 e_1 \omega^3 \cos(\omega t + \phi_1) + m_1 e_1 \varepsilon \sin(\omega t + \phi_1) - m_1 g \\
 & m_1 \ddot{y}_1 + c \dot{y}_1 + k_{1yy} (y_1 - y_{b0}) - k_{1x} \theta_{1x} + k_{12} y_2 - k_{13} \theta_{2x} = m_1 e_1 \omega^3 \sin(\omega t + \phi_1) - m_1 e_1 \varepsilon \cos(\omega t + \phi_1) \\
 & J_{1d} \ddot{\theta}_{1x} + J_{1p} \omega \dot{\theta}_{1y} + J_{1p} \varepsilon \dot{\theta}_{1y} + c \dot{\theta}_{1x} + k_{1\theta} \theta_{1x} + k_{1\theta} y_1 - k_{14} y_2 + k_{15} \theta_{2x} = 0 \\
 & J_{1d} \ddot{\theta}_{1y} - J_{1p} \omega \dot{\theta}_{1x} - J_{1p} \varepsilon \dot{\theta}_{1x} + c \dot{\theta}_{1y} + k_{1\theta} \theta_{1y} - k_{1\theta} x_1 + k_{14} x_2 + k_{15} \theta_{2y} = 0 \\
 & m_2 \ddot{x}_2 + c \dot{x}_2 + k_{2xx} (x_2 - x_{b0}) + k_{2y} \theta_{2y} + k_{12} x_1 + k_{13} \theta_{1y} = m_2 e_2 \omega^3 \cos(\omega t + \phi_2) + m_2 e_2 \varepsilon \sin(\omega t + \phi_2) - m_2 g \\
 & m_2 \ddot{y}_2 + c \dot{y}_2 + k_{2yy} (y_2 - y_{b0}) - k_{2x} \theta_{2x} + k_{12} y_1 - k_{13} \theta_{1x} = m_2 e_2 \omega^3 \sin(\omega t + \phi_2) - m_2 e_2 \varepsilon \cos(\omega t + \phi_2) \\
 & J_{2d} \ddot{\theta}_{2x} + J_{2p} \omega \dot{\theta}_{2y} + J_{2p} \varepsilon \dot{\theta}_{2y} + c \dot{\theta}_{2x} + k_{2\theta} \theta_{2x} + k_{2\theta} y_2 - k_{14} y_1 + k_{15} \theta_{1x} = 0 \\
 & J_{2d} \ddot{\theta}_{2y} - J_{2p} \omega \dot{\theta}_{2x} - J_{2p} \varepsilon \dot{\theta}_{2x} + c \dot{\theta}_{2y} + k_{2\theta} \theta_{2y} - k_{2\theta} x_2 + k_{14} x_1 + k_{15} \theta_{1y} = 0 \\
 & m_{b1} \ddot{x}_{b1} + c \dot{x}_{b1} + k_{s1} x_{b1} - k_{1xx} (x_1 - x_{b1}) = -f_{x1} - m_{b1} g \\
 & m_{b1} \ddot{y}_{b1} + c \dot{y}_{b1} + k_{s1} y_{b1} - k_{1yy} (y_1 - y_{b1}) = -f_{y1} \\
 & m_{b2} \ddot{x}_{b2} + c \dot{x}_{b2} + k_{s2} x_{b2} - k_{2xx} (x_2 - x_{b2}) = -f_{x2} - m_{b2} g \\
 & m_{b2} \ddot{y}_{b2} + c \dot{y}_{b2} + k_{s2} y_{b2} - k_{2yy} (y_2 - y_{b2}) = -f_{y2}
 \end{aligned} \tag{1}$$

这是一个 12 自由度的非线性常微分方程组,考虑了转子系统的加速运动与稳态运动,对其求解就可以得到不同情况下的系统响应。

在方程组 (1) 中: m_1 为外伸盘的质量; m_2 为中间盘的质量; m_{b1} 为支承 1 的轴承质量; m_{b2} 为支承 2 的轴承质量; k_{s1} 为弹性支承 1 的刚度; k_{s2} 为弹性支承 2 的刚度; e_1 为外伸盘的偏心距; e_2 为中间盘的偏心距; ε 为角加速度; f_{x1} 为挤压油膜阻尼器 1 在 x 方向的油膜力; f_{y1} 为挤压油膜阻尼器 1 在 y 方向的油膜力; f_{x2} 为挤压油膜阻尼器 2 在 x 方向的油膜力; f_{y2} 为挤压油膜阻尼器 2 在 y 方向的油膜力; 两个弹性支承处刚性位移在转子盘处产生的刚性位移为

$$\begin{aligned}x_{bo} &= x_{b1} + \frac{a}{b}(x_{b1} - x_{b2}) \\y_{bo} &= y_{b1} + \frac{a}{b}(y_{b1} - y_{b2}) \\x_{bv} &= x_{b2} + \frac{c}{b}(x_{b1} - x_{b2}) \\y_{bv} &= y_{b2} + \frac{c}{b}(y_{b1} - y_{b2})\end{aligned}\tag{3}$$

挤压油膜阻尼器 (SFD) 中的油膜力,采用 π 油膜理论,则有如下的表达式:

$$\begin{aligned}f_x &= F_r \cos \phi - F_t \sin \phi \\f_y &= F_t \cos \phi + F_r \sin \phi\end{aligned}\tag{4}$$

其中 $\cos \phi = \frac{x_i}{\varepsilon_r}$, $\sin \phi = \frac{y_i}{\varepsilon_r}$

$$\begin{aligned}F_r &= \dot{\varepsilon}_r I_2 + \varepsilon \phi I_1 \\F_t &= \dot{\varepsilon}_r I_1 + \varepsilon \phi I_3 \\ \varepsilon_r &= \sqrt{x_i^2 + y_i^2} \\ \dot{\varepsilon}_r &= \dot{x}_i \cos \phi + \dot{y}_i \sin \phi \\ \varepsilon \phi &= -\dot{x}_i \sin \phi + \dot{y}_i \cos \phi\end{aligned}\tag{5}$$

其中 I_1, I_2, I_3 为 Sommerfeld 系数,其表达式如下:

$$\begin{aligned}I_1 &= \int_0^{\theta} \frac{\sin \theta \cos \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} d\theta \\I_2 &= \int_0^{\theta} \frac{\cos^2 \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} d\theta \\I_3 &= \int_0^{\theta} \frac{\sin^2 \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} d\theta\end{aligned}\tag{6}$$

2 具体算例及结果分析

在具体进行算例计算时,采用的转子参数见表 1。

表 1 转子参数
Table 1 Rotor parameters

m_1/kg	m_2/kg	l/m	$k_{s1}/10^6$ (N/m)	$k_{s2}/10^6$ (N/m)	$e_1/10^{-5}\text{m}$	$e_2/10^{-5}\text{m}$
7.5210	7.5210	2.0	5	5	1	1

2.1 加速情况下转子的响应

对于前面建立的模拟低压转子的动力学非线性常微分方程,采用数值方法进行了求解。首先对于其加速响应的变化进行了计算,得到了如图 2 的计算结果。可以看出,此时转子系统存在两个会产生较大振动的临界转速 ($n_1 = 10030 \text{ r/min}$, $n_2 = 22012 \text{ r/min}$)。

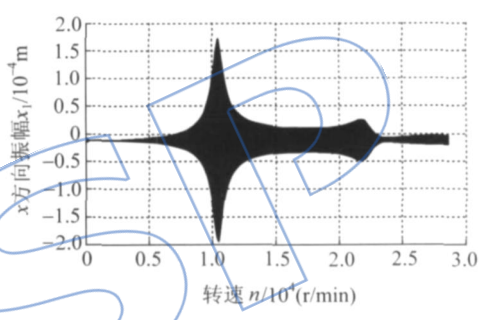


图 2 在角加速度 $\varepsilon = 100 \text{ rad/s}^2$ 时盘 1 在 x 方向的瞬态响应

Fig. 2 Transient response in x direction of disk 1 at angular acceleration $\varepsilon = 100 \text{ rad/s}^2$

2.2 不同参数变化对系统响应的影响

影响转子系统稳态响应的参数主要有转子的转速、偏心、偏心的相位、两个盘的质量比等。对于不同的参数变化,计算了系统的稳态响应,分析系统参数对响应的影响 (见图 3 ~ 图 9)。

1) 转速对系统响应的影响

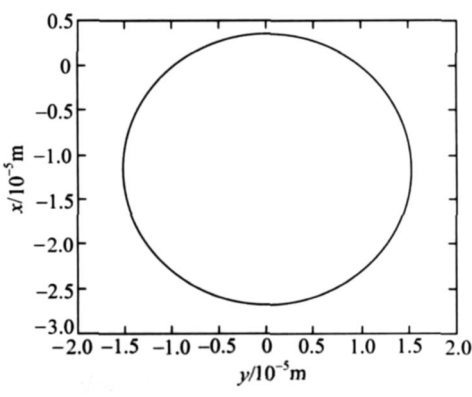


图 3 $\omega = 800 \text{ rad/s}$ 时外伸盘的轨迹

Fig. 3 Locus of overhung rotor at $\omega = 800 \text{ rad/s}$

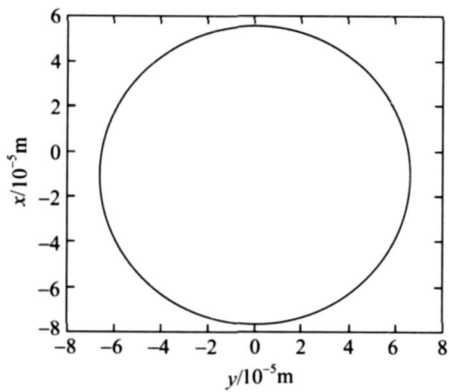


图 4 $\omega=1200\text{ rad/s}$ 时外伸盘的轨迹
Fig. 4 Locus of overhung rotor at $\omega=1200\text{ rad/s}$

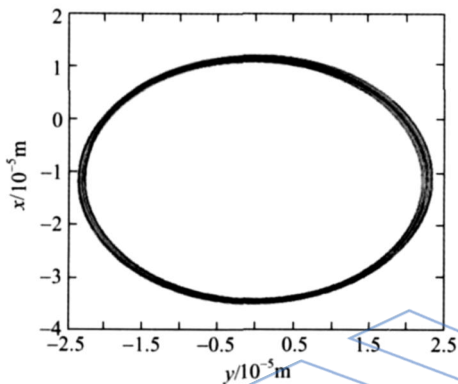


图 5 $\omega=2000\text{ rad/s}$ 时外伸盘的轨迹
Fig. 5 Locus of overhung rotor at $\omega=2000\text{ rad/s}$

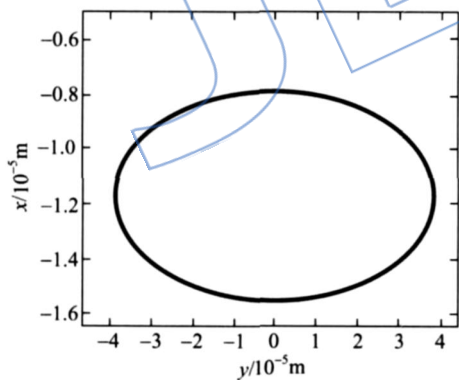


图 6 $\omega=2500\text{ rad/s}$ 时外伸盘的轨迹
Fig. 6 Locus of overhung rotor at $\omega=2500\text{ rad/s}$

转速对系统响应的影响见图 3~图 6. 由计算结果可以看出,带挤压油膜阻尼器的模拟转子系统响应除了在一阶临界转速附近振动比较大以外,在其他的转速范围内,振动的幅值都被限制在一个比较小的范围.

2) 两盘偏心关系对响应的影响

两盘偏心相位差对系统响应也会产生较大影响(如图 7、图 8 所示). 由计算结果可以看出,两个盘的偏心夹角之差为 π 时,两个盘的振动响应都达到最小,而当两个盘的偏心相位相同,即 $\phi_1 - \phi_2 = 0$,其振动响应越大.

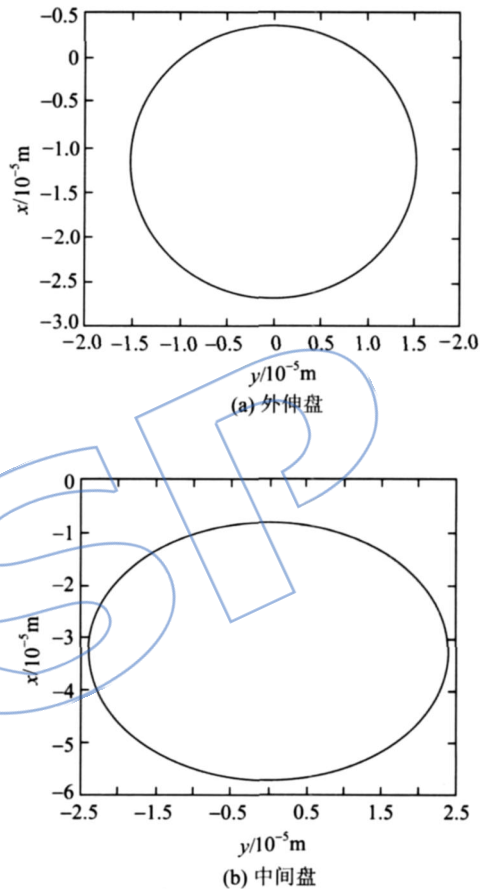


图 7 $\phi_1 - \phi_2 = 0$ 时盘的轨迹
Fig. 7 Locus of disk at $\phi_1 - \phi_2 = 0$

3) 两盘质量比对系统响应的影响

对于模拟低压转子系统,两个盘的质量一般不同,其比例关系会对系统的响应产生影响(如图 9 所示).

由计算的结果可以看出,中间盘的质量越大,会造成盘 1 与盘 2 的响应都增大;而在中间盘质量比外伸盘小很多时,系统的振动响应也会降低很多. 初步分析,由于中间盘质量增大,其偏心带来的离心力会增大,因而引起其振动响应增大,这进一步造成支承处的挠角增大,使得悬臂盘的振动也变大.

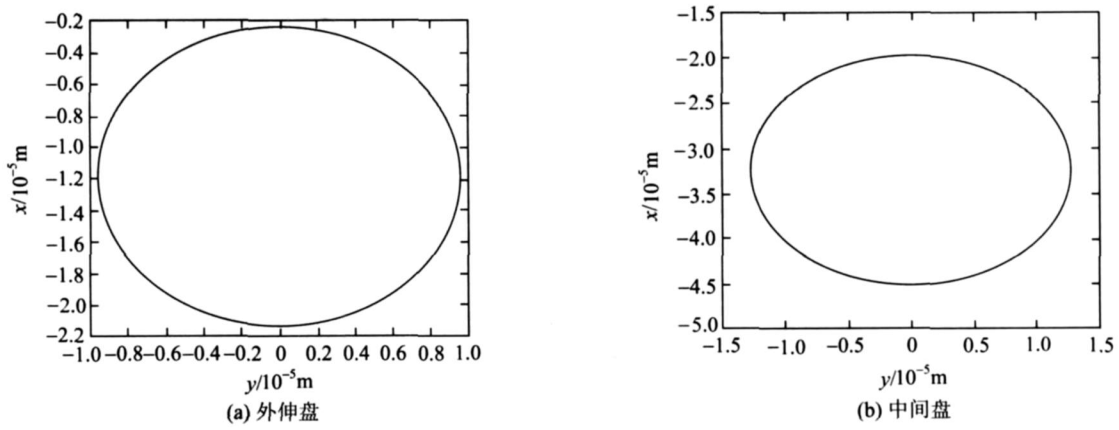


图 8 $\varphi_1 - \varphi_2 = \pi$ 时盘的轨迹
Fig. 8 Locus of disk at $\varphi_1 - \varphi_2 = \pi$

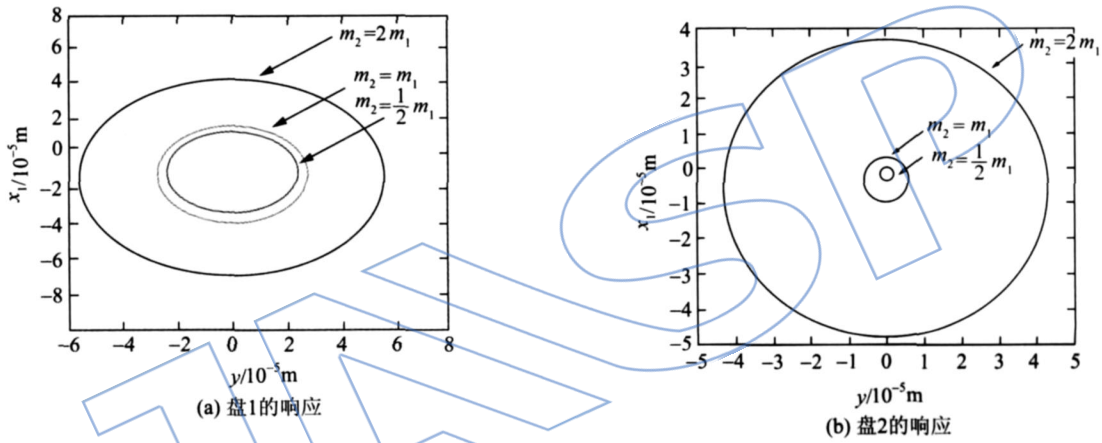


图 9 盘 1 质量(m_1)与盘 2 质量(m_2)之比变化对响应的影响
Fig. 9 Influence of mass ratio of disk 1(m_1) and disk 2(m_2)

3 结 论

通过计算分析,对于涡轴发动机转子模型,可以得到以下结论:

- 1) 两端带挤压油膜阻尼器的双盘转子系统响应除了在一阶临界转速附近振动比较大以外,在其他的转速范围内,振动的幅值都被限制在一个比较小的范围;
- 2) 中间盘和外伸盘的偏心夹角之差为 $\varphi_1 - \varphi_2 = \pi$ 时,两个盘的振动响应都达到最小,而当两个盘的偏心相位相同($\varphi_1 - \varphi_2 = 0$),其振动响应越大;
- 3) 中间盘的质量越大,会造成盘 1 与盘 2 的响应都增大;而当中间盘比外伸盘质量小很多时,系统的振动响应会降低很多。

致谢:

感谢西北工业大学研究生创业种子基金项目(Z200824)的资助。

参考文献:

[1] 吕晓光,赵玉成,卢纪. 挤压油膜阻尼器滑动轴承-柔性转子系统的动力响应分析[J]. 应用力学学报, 2007, 24(3): 460-463.
LÜ Xiaoguang, ZHAO Yucheng, LU Ji. Dynamic behaviour analysis of rotor system supported on squeeze film dampers [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2007, 24(3): 460-463. (in Chinese)

[2] 焦映厚,陈照波,夏松波,等. 非线性挤压油膜阻尼器-转子系统周期解的分叉及稳定性分析[J]. 机械科学与技术, 2004, 23(7): 879-882.
JIAO Yinghou, CHEN Zhaobo, XIA Songbo, et al. Period solution bifurcation and stability analysis of nonlinear squeeze film damper rotor system [J]. Mechanical Science

- and Technology, 2004, 23(7):879-882. (in Chinese)
- [3] 战鹏. 挤压油膜阻尼器在解决某低压压气机试验件振动问题上的应用[J]. 航空发动机, 2004, 30(3): 11-14.
ZHAN Peng. Application of a squeeze film damper to LP compressor vibration[J]. Aeroengine, 2004, 30(3): 11-14. (in Chinese)
- [4] 邓吟, 林力, 史亚杰, 等. 基于有限元素法的挤压油膜动力特性研究[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(5): 531-535.
DENG Yin, LIN Li, SHI Yajie, et al. Dynamic characteristic of squeeze film based on finite element method[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(5): 531-535. (in Chinese)
- [5] 郭宝亭, 马艳红, 赵福安, 等. 金属橡胶外环自适应式挤压油膜阻尼器实验研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(1): 119-123.
GUO Baoting, MA Yanhong, ZHAO Fuan, et al. Experimental investigation of an adaptive squeeze film damper with metal rubber outer-ring[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(1): 119-123. (in Chinese)
- [6] 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. (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] 祝长生. 转子系统磁控挤压油膜阻尼器[J]. 浙江大学学报(工学版), 2007, 41(9): 1561-1566.
ZHU Changsheng. Magnetic field controlling squeeze film damper for rotor system[J]. Journal of Zhejiang University(Engineering Science), 2007, 41(9): 1561-1566. (in Chinese)