

文章编号: 1000-8055(2009)02-0390-06

# 带金属橡胶油膜环的自适应挤压油膜阻尼器 非协调响应研究

马艳红, 王 虹, 洪 杰

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

**摘 要:** 为改善挤压油膜阻尼器(SFD)油膜力高度非线性的不足, 提出了一种带金属橡胶油膜环的自适应挤压油膜阻尼器(ASFD/MR), 对 ASFD/MR 和 SFD 抑制非协调响应的能力进行了对比, 研究表明: ASFD/MR 能够更好的抑制转子系统的非协调响应, 具有更好的减振效果。

**关 键 词:** 阻尼器; 转子; 非协调响应; 金属橡胶

中图分类号: V231.96

文献标识码: A

## Investigation of non synchronous response of adaptive squeeze film damper with metal rubber oil film ring

MA Yairhong, WANG Hong, HONG Jie

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

**Abstract:** Adaptive squeeze film damper with metal rubber oil film ring (ASFD/MR) was designed to improve characteristics of the squeeze film force of the squeeze film damper (SFD). Comparative study on suppressing the non-synchronous response between ASFD/MR and SFD In this paper, was presented. It is shown that ASFD/MR has a well capability to suppress non synchronous response and a better effect on reducing vibration.

**Key words:** dampers; rotors; non synchronous response; metal rubber

在高速旋转机械中, 尤其是在航空发动机中, 研究转子系统的非协调响应特性具有非常重要的意义<sup>[1]</sup>. 首先, 在现代航空发动机中, 由于工作环境恶劣, 在转子实际运转的过程中, 轴承参数往往荷复杂等因素以及许多诸如零部件磨损、螺栓松动等不可预见的原因, 即使是平衡得很好的转子系统, 随着工作时间的增加其平衡度也会下降. 在此情况下, ASFD/MR 能否保证转子系统继续稳定可靠的工作, 这是我们应该关心和需要研究的

会发生变化. 如, 设计时带油膜阻尼器的转子系统的轴承参数  $B$  一般取 0.1~0.3, 但由于油温升高、滑油粘度降低等外界因素的变化,  $B$  可能会降到小于 0.1. 其次, 转子系统零部件繁多、工作载

带金属橡胶油膜环的自适应挤压油膜阻尼器(ASFD/MR)是在传统挤压油膜阻尼器(SFD)的基础上研究开发的一种高效油膜阻尼器, 其结构如图 1, 详见文献[2]. ASFD/MR 利用金属橡胶

收稿日期: 2008-01-11; 修订日期: 2008-07-17

基金项目: 航空科学基金(02C51001)

作者简介: 马艳红(1975-), 女, 辽宁铁岭人, 博士, 讲师, 主要从事新型阻尼材料与振动控制理论及应用研究、高速旋转机械转子动力学, 发动机结构完整性与可靠性研究.

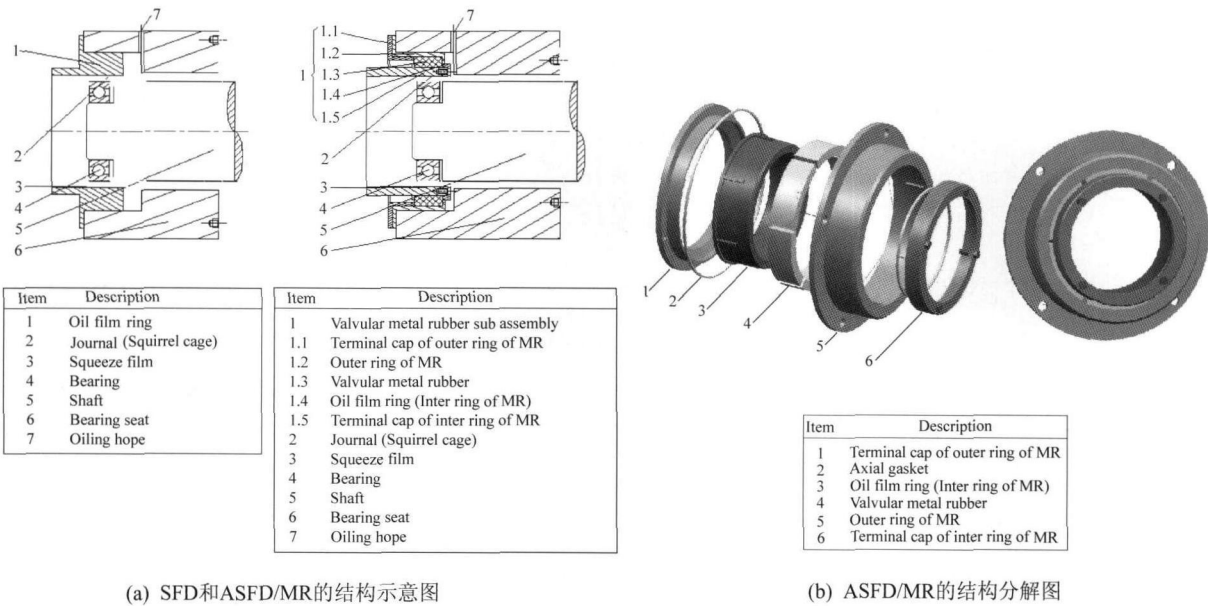


图 1 SFD 和 ASFD/ MR 的结构示意图

Fig. 1 A schematic figure of the SFD and ASFD/ MR

的弹性变形来调整油膜间隙, 能够降低阻尼器油膜刚度的高度非线性特性, 具有更好的减振性能. ASFD/ MR 的减振机理为: 由于与油膜环串联的金属橡胶具有一定的刚度和阻尼<sup>[3,4]</sup>, 在转速较低或不平衡量较小时, 阻尼器轴颈位移较小, 挤压油膜力较小, 金属橡胶变形很小, 油膜环基本不动, 接近于 SFD 的情况; 在转速较高或不平衡量较大时, 轴颈位移增大, 油膜力增大, 金属橡胶产生弹性变形, 使油膜厚度相应增大, 油膜力减小, 直至达到某一个平衡状态, 其实质是油膜力和油膜环弹支复杂的流-固耦合作用的结果.

ASFD/ MR 的物理模型和稳态响应特性详见文献[5-6].

本文通过对比分析相同参数下 ASFD/ MR 和 SFD 刚性转子系统的轴心轨迹和传递率来考察 ASFD/ MR 和 SFD 抑制转子系统非协调响应的能力.

### 1 理论分析

本文所研究的刚性转子系统一端采用 SFD 或 ASFD/ MR 与鼠笼弹支并联的弹性支承, 另一端采用刚性支承, 如图 2 所示. 图 3 为 ASFD/ MR 的受力图, 假设金属橡胶只产生径向变形, 不考虑切向变形和轴向变形.

本文通过对 ASFD/ MR 刚性转子系统的受力分析, 建立了瞬态无量纲运动方程如下:

$$\begin{cases} \ddot{\xi} - \varepsilon_j \dot{\phi}^2 = U \cos \alpha_j - \frac{\varepsilon_j}{\delta^2} - \frac{B}{\delta} [(\dot{\phi} \mathcal{E}_1 + \dot{\mathcal{E}} I_3) \cos(\phi - \phi_j) - (\dot{\phi} \mathcal{E}_2 + \dot{\mathcal{E}} I_1) \sin(\phi - \phi_j)] \\ \xi \ddot{\phi} + 2 \dot{\xi} \dot{\phi} = U \sin \alpha_j - \frac{B}{\delta} [(\dot{\phi} \mathcal{E}_1 + \dot{\mathcal{E}} I_3) \sin(\phi - \phi_j) + (\dot{\phi} \mathcal{E}_2 + \dot{\mathcal{E}} I_1) \cos(\phi - \phi_j)] \\ \frac{K_b \mathcal{E}_b}{\delta} = \frac{B}{\delta} [(\dot{\phi} \mathcal{E}_1 + \dot{\mathcal{E}} I_3) \cos(\phi - \phi_b) - (\dot{\phi} \mathcal{E}_2 + \dot{\mathcal{E}} I_1) \sin(\phi - \phi_b)] \\ \frac{D_b \mathcal{E}_b \dot{\phi}}{\delta} = \frac{B}{\delta} [(\dot{\phi} \mathcal{E}_1 + \dot{\mathcal{E}} I_3) \sin(\phi - \phi_b) + (\dot{\phi} \mathcal{E}_2 + \dot{\mathcal{E}} I_1) \cos(\phi - \phi_b)] \end{cases} \quad (1)$$

其位移协调方程为

$$\begin{cases} \xi \sin \phi_j - \mathcal{E}_b \sin \phi_b = \mathcal{E} \sin \phi \\ \xi \cos \phi_j - \mathcal{E}_b \cos \phi_b = \mathcal{E} \cos \phi \\ \mathcal{E}^2 = \xi^2 + \mathcal{E}_b^2 - 2 \xi \mathcal{E}_b \cos(\phi_j - \phi_b) \end{cases} \quad (2)$$

式中质量偏心率  $U = Q/mc$ , 转速参数  $\delta = \omega/\omega_c$ ,

轴承参数  $B = 16R_j L^3/(m\omega_c c^3)$ ;  $I_1 = 2\mathcal{E}/(1 - \mathcal{E}^2)^2$ ,  $I_2 = \pi/[2(1 - \mathcal{E}^2)^{1.5}]$  决定于油膜力解法, 详见文献[7].

由式(1)和(2)变换, 可得 8 个方程组成的一阶常微分方程组如下:

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{\xi}_j &= \xi_j \\ \dot{\xi}_j &= U \cos \alpha_j - \frac{B}{\delta} [(\phi \mathcal{E}_1 + \xi_j \mathcal{E}_3) \cos(\phi - \phi_j) - (\phi \mathcal{E}_2 + \xi_j \mathcal{E}_1) \sin(\phi - \phi_j)] + \xi_j \phi_j^2 - \frac{\xi_j}{\delta} \\ \dot{\phi}_j &= \phi_j \\ \dot{\phi}_j &= \frac{U \sin \alpha_j - \frac{B}{\delta} [(\phi \mathcal{E}_1 + \xi_j \mathcal{E}_3) \sin(\phi - \phi_j) + (\phi \mathcal{E}_2 + \xi_j \mathcal{E}_1) \cos(\phi - \phi_j)] - 2 \xi_j \phi_j}{\xi_j} \\ \dot{\phi}_b &= \frac{B}{D_b \mathcal{E}_b} [(\phi \mathcal{E}_1 + \xi_j \mathcal{E}_3) \sin(\phi - \phi_b) + (\phi \mathcal{E}_2 + \xi_j \mathcal{E}_1) \cos(\phi - \phi_b)] \\ \dot{\mathcal{E}}_b &= \frac{\xi_j \sin \phi_j - \xi_j \sin \phi + \xi_j \phi_j \cos \phi_j - \mathcal{E}_b \phi_b \cos \phi_b - \mathcal{E} \phi \cos \phi}{\sin \phi_b} \\ \dot{\phi} &= \frac{\xi_j \cos \phi - \xi_j \cos \phi_j + \xi_j \cos \phi_b + \xi_j \phi_j \sin \phi_j - \mathcal{E}_b \phi_b \sin \phi_b}{\mathcal{E} \sin \phi} \\ \dot{\mathcal{E}} &= \frac{\xi_j \xi_j + \xi_j \mathcal{E}_b + \xi_j \mathcal{E}_b (\phi_j - \phi_b) \sin(\phi_j - \phi_b) - (\xi_j \mathcal{E}_b + \xi_j \xi_j) \cos(\phi_j - \phi_b)}{\sin \phi_b} \end{aligned} \right. \quad (3)$$

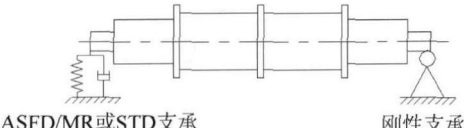


图 2 带 ASFD/ MR 或 SFD 刚性转子系统结构示意图

Fig. 2 Sketch map of the rigid rotor system on ASFD/MR or SFD

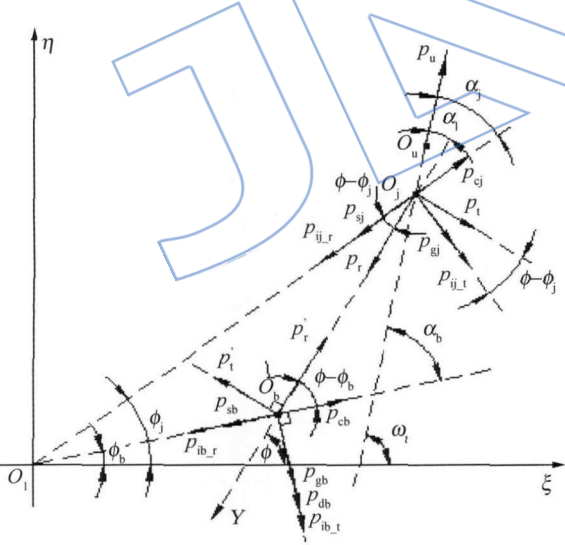


图 3 ASFD/MR 的受力图

Fig. 3 ASFD/MR with forces and coordinates

利用四级四阶 Runge Kutta 法对方程组(3)进行数值积分,可以求出  $\xi_j, \dot{\xi}_j, \phi_j, \dot{\phi}_j, \mathcal{E}_b, \dot{\mathcal{E}}_b, \mathcal{E}, \dot{\mathcal{E}}$  8 个未知数.在求解的过程中,为了尽量避免数值积分引起的误差,使求解过程尽快收敛,在求解瞬态响应前,先求出相同参数下转子系统的稳态解,然后以它作为瞬态解的初值进行瞬态数值

求解.大量的计算表明本方法具有良好的收敛性,能得到满意的结果.

瞬态过程的传递率  $T$  定义为瞬态外力与转子具有的总不平衡量相应的不平衡力之比<sup>[8]</sup>.即

$$T = \frac{F}{P_u} = \left\{ [B\delta(E'I_3 + E\dot{\phi}I_1)]^2 + [B\delta(E'I_1 + E\dot{\phi}I_2)]^2 + 1 + 2B\delta[(E'I_3 + E\dot{\phi}I_1)\cos(\phi - \phi_j) - (E'I_1 + E\dot{\phi}I_2)\sin(\phi - \phi_j)] \right\}^{\frac{1}{2}} \left\{ [B\delta(E'I_3 + E\dot{\phi}I_1)]^2 + [B\delta(E'I_1 + E\dot{\phi}I_2)]^2 + (1 - \delta^2)^2 + 2B\delta(1 - \delta^2)[(E'I_3 + E\dot{\phi}I_1)\cos(\phi - \phi_j) - (E'I_1 + E\dot{\phi}I_2)\sin(\phi - \phi_j)] \right\}^{-\frac{1}{2}}$$

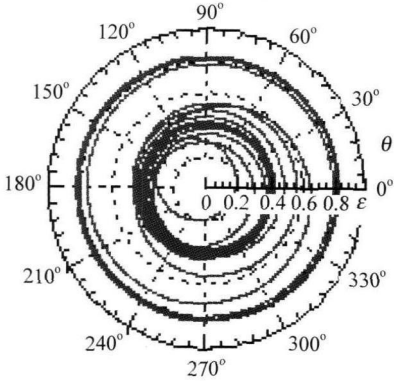
SFD 可以看作是 ASFD/MR 的一种特殊情况,当  $\mathcal{E} = \mathcal{E}_j, \phi = \phi_j$ , 即  $E = 1, \phi - \phi_j = 0$  时,上面所有各式均适用于 SFD 刚性转子系统.

## 2 ASFD/MR 和 SFD 的非协调响应分析

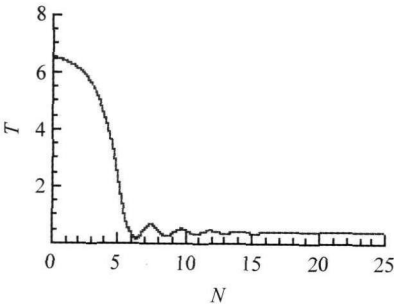
通常在轴承参数 ( $B = 0.05 \sim 0.1$ ) 较小,转速较高,不平衡量质量偏心率 ( $U = 0.27 \sim 0.35$ ) 又较大时, SFD 刚性转子系统会出现双稳态现象<sup>[8]</sup>.此时,无论是大振幅轨道还是小振幅轨道都很不稳定,系统很可能出现非协调响应.那么 ASFD/MR 刚性转子系统的情况又如何呢?

本节进行了大量的对比研究,分析中取  $B = 0.068, U = 0.3, K_b = 0.5, \eta = 0.25$ , 计算出不同转速(转速比  $\delta = 2.09, 2.1, 3.05, 3.9, 4.5, 4.9, 6.0, 7.0, 8.0, 10.0$ ) 下,在一段时间(转子旋转 25 圈)内轴颈中心轨迹、油膜环中心轨迹和相应的传递率曲线(如图 4~ 图 8)进行说明,图中给出的轨道为积分圈数  $N = 5$  以后的响应曲线.其

它参数的情况与此相似, 篇幅所限, 不再赘述.



(a) 油膜轴颈中心轨迹



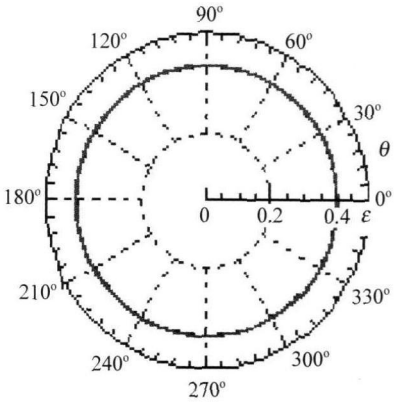
(b) 传递率曲线

图 4  $\delta = 2.10$  时 SFD 刚性转子系统的瞬态响应  
( $B = 0.068, U = 0.3$ )

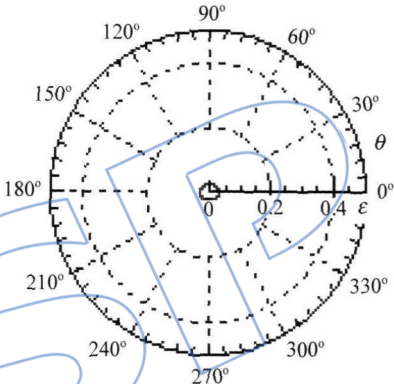
Fig. 4 Transient response of rigid rotor supported on SFD ( $B = 0.068, U = 0.3$ )

$B = 0.068$  和  $U = 0.30$  时, 在  $\delta = 1.6 \sim 2.25$  和  $\delta > 4.2$  的转速范围内, SFD 刚性转子系统出现区域双稳态.  $\delta = 2.09$  时 SFD 刚性转子系统正处于第一个双稳态区域中, 油膜轴颈在  $\epsilon_i = 0.84$  的大轨道运转, 传递率高达 6.5. 转速稍有增加,  $\delta = 2.10$  时, 油膜轴颈由  $\epsilon_i = 0.84$  的大轨道迅速跳跃到  $\epsilon_i = 0.41$  的小轨道, 稳定后传递率  $T$  为 0.385, 如图 4 所示. 可见, 此时 SFD 刚性转子系统的运转很不稳定. 而相同参数下, 当转速  $\delta$  由 2.09 增长到 2.10 时, ASFD/MR 刚性转子系统的运转很稳定, 始终保持在  $\epsilon_i = 0.4$ ,  $\epsilon_b = 0.375$ ,  $\epsilon_b = 0.03$ ,  $T = 0.318$  的状态, 如图 6 所示, 这与稳态分析结果相同.

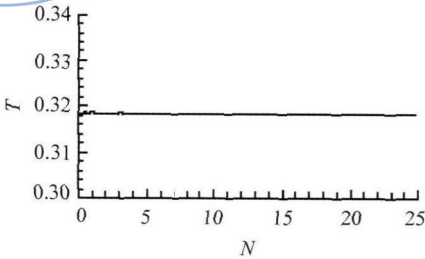
在  $\delta = 2.25 \sim 3.3$  范围内, SFD 与 ASFD/MR 的振动特性相似, 基本都在  $\epsilon_i = 0.35$  和  $T = 0.15$  的小振动状态下运转, 图 6 是  $\delta = 3.05$  时 SFD 的响应曲线, ASFD/MR 响应曲线与图 5 相似.



(a) 油膜轴颈中心轨迹



(b) 油膜环中心轨迹



(c) 传递率曲线

图 5  $\delta = 2.10$  时 ASFD/MR 刚性转子系统的瞬态响应  
( $B = 0.068, U = 0.3, K_b = 0.5, \eta = 0.25$ )

Fig. 5 Transient response of rigid rotor supported on ASFD/MR  
( $B = 0.068, U = 0.3, K_b = 0.5, \eta = 0.25$ )

随着转速的升高, 当  $\delta = 4.5$  时, 进入了 SFD 刚性转子系统的第二个双稳态区域, 稳定性较差, 出现了明显的 1/3 次谐波响应, 最大油膜轴颈  $\epsilon_i = 0.8$ , 轨道开始出现反向进动, 瞬时传递率峰值增大, 但经过较长时间后会逐渐消失, 如图 7 所示. 而 ASFD/MR 刚性转子系统为协调响应, 类似图 5, 仍然稳定在  $\epsilon_i = 0.32$ ,  $\epsilon_b = 0.02$ ,  $T = 0.07$  的振动状态.

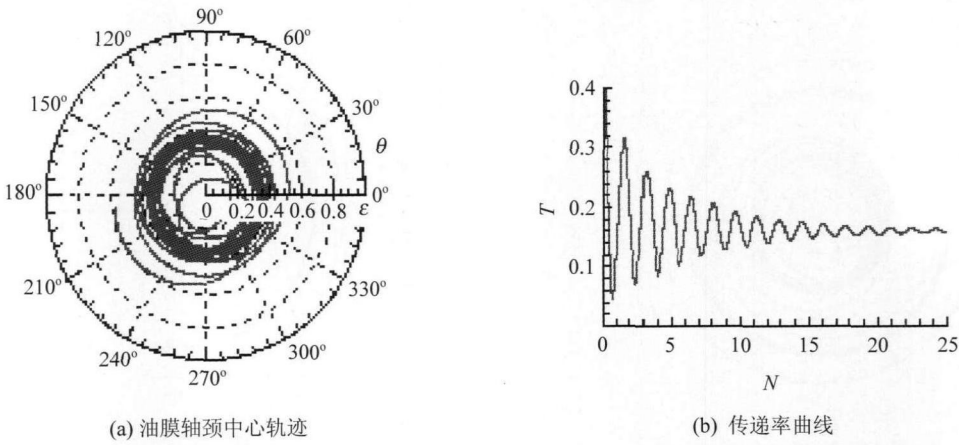


图 6  $\delta = 3.05$  时 SFD 刚性转子系统的瞬态响应 ( $B = 0.068, U = 0.3$ )

Fig.6 Transient response of rigid rotor supported on SFD ( $B = 0.068, U = 0.3$ )

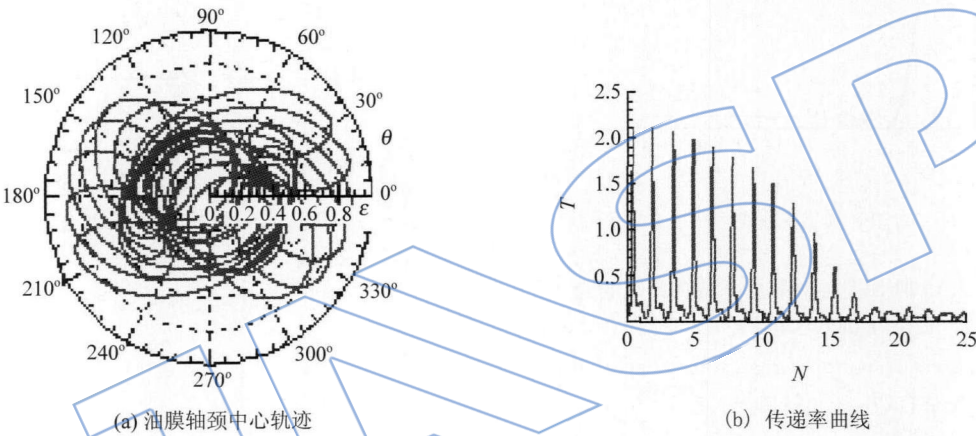


图 7  $\delta = 4.5$  时 SFD 刚性转子系统的瞬态响应 ( $B = 0.068, U = 0.3$ )

Fig.7 Transient response of rigid rotor supported on SFD ( $B = 0.068, U = 0.3$ )

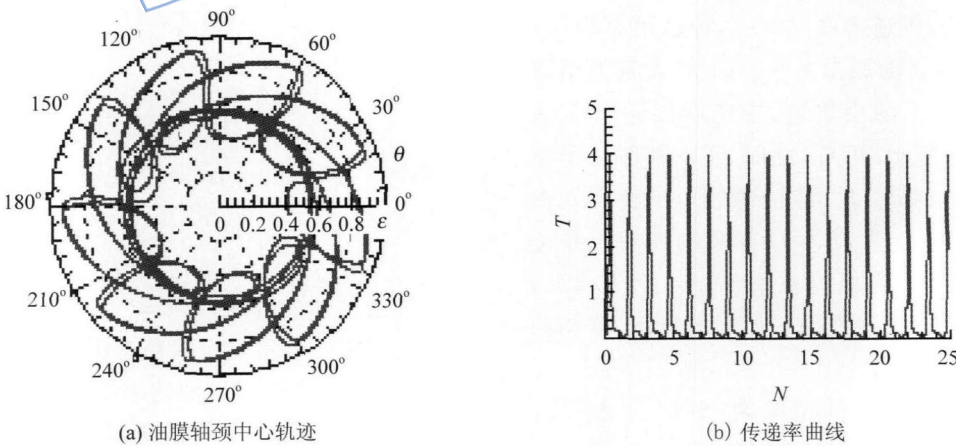


图 8  $\delta = 6.0$  时 SFD 刚性转子系统的瞬态响应 ( $B = 0.068, U = 0.3$ )

Fig.8 Transient response of rigid rotor supported on SFD ( $B = 0.068, U = 0.3$ )

随着转速的进一步提高( $\delta = 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 10.0$ ), SFD 系统出现了比较严重的非协调响应(近似为  $1/3$  次谐波响应), 整个轨道发生了反向进动. SFD 系统的瞬态模拟轨迹和传递率曲线与图 8 相似, 只是油膜轴颈振幅和传递率都略有增大; 而 ASFD/MR 系统的瞬态模拟轨迹和传递率曲线与图 5 相似, 基本为协调响应, 运转非常平稳, 最大油膜轴颈振幅和传递率几乎相同.

### 3 结 论

本文的研究表明: 在轴承参数较小( $B = 0.05 \sim 1.0$ ), 转速较高, 不平衡量又较大( $U = 0.27 \sim 0.35$ ) 时, SFD 刚性转子系统会出现区域双稳态现象. 此时, 无论是大振幅轨道还是小振幅轨道都很不稳定, 尤其是转速较高( $\delta > 3.4$ ) 时, SFD 系统会出现严重的非协调响应, 近似为  $1/3$  次谐波响应, 而且整个轨道具有反进动特性, 伴随着较大的传递率, 对转子支承系统会造成严重危害. 而 ASFD/MR 系统在优化设计下, 运转过程基本为协调响应, 转子系统始终保持在传递率较小的振动状态, 表明 ASFD/MR 具有良好的抑制非协调响应的能力.

### 参考文献

[1] Okayasu A, Ohta T, Azuma T, et al. Vibration problems in the LE 7 liquid hydrogen turbopump[C]//Proceedings of the 26th AIAA Joint Propulsion Conference. [S. l.]: AIAA, 1990: 1-5.

[2] MA Yanhong, HONG Jie, DENG Yin. Vibration reduction investigation of a squeeze film damper with valvular metal rubber[C]//Proceedings of ASME TURBO EXPO 2006. Barcelona, Spain: ASME, GT2006-90596.

[3] Eyad M, Khateeb A L, Vance J M. Experimental evaluation of a metal mesh bearing damper in parallel with a structural support[C]//Proceedings of ASME TURBO 2001. New Orleans, Louisiana: ASME, June 4-7, 2001.

[4] 马艳红, 郭宝亭, 朱梓根, 等. 金属橡胶材料静态特性的研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(3): 326-331.

MA Yanhong, GUO Baoting, ZHU Zigen, et al. Static characteristics of metal rubber[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(3): 326-331. (in Chinese)

[5] 马艳红, 洪杰, 赵福安. 自适应挤压油膜阻尼器减振机理理论研究[J]. 北京航空航天大学学报, 2004, 30(1): 5-8.

MA Yanhong, HONG Jie, ZHAO Fuan. Theoretical investigation of vibration attenuation mechanism of an adaptive squeeze film damper[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(1): 5-8. (in Chinese)

[6] 马艳红, 洪杰, 赵福安. 自适应挤压油膜阻尼器减振机理研究[J]. 北京航空航天大学学报, 2003, 29(2): 173-176.

MA Yanhong, HONG Jie, ZHAO Fuan. Vibration attenuation mechanism investigation of an adaptive squeeze film damper[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2003, 29(2): 173-176. (in Chinese)

[7] 马艳红. 新型自适应挤压油膜阻尼器理论与试验研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2005.

MA Yanhong. Theoretical and experimental investigation of a new-style adaptive squeeze film damper[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2005. (in Chinese)

[8] 晏砺堂, 朱梓根, 宋兆泓, 等. 结构系统动力特性分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1989.

YAN Litang, ZHU Zigen, SONG Zhaohong, et al. Dynamical characteristic analysis of configuration system[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 1989. (in Chinese)