

新型可动外环挤压油膜阻尼器 减振特性研究

北京航空航天大学 赵杰* 晏砺堂 朱梓根 邓剑波

【摘要】 提出了一种新型可动外环挤压油膜阻尼器(MRSFD), 并从理论和实验上研究了 MRSFD 对刚性转子系统稳态运转时的振动控制能力, 结果表明, 与传统挤压油膜阻尼器(SFD) 相比, MRSFD 能明显抑制双稳态跳跃等非线性振动现象的发生, 具有良好减振特性。

主题词: 阻尼器 转子 动力学 减振
分类号: TH113.1

1 前言

挤压油膜阻尼器(SFD) 的不平衡量超过其限度, 很容易产生双稳态、锁闭等严重有害现象, 不仅导致减振失败, 甚至可能发生灾难性的后果。从改善转子系统等效支承刚度入手, 作者提出了图 1 所示的可动外环挤压油膜阻尼器(MRSFD), 图中 O 为轴承座中心, O_b 为外环中心, O_j 为轴颈几何中心。将阻尼器的外环设计成弹性外环或带有弹性支承, 相当于将外环弹支与油膜阻尼器串联, 则系统等效支承刚性由 SFD 时的 $k_e' = k_0 + k$ 变为 MRSFD 的 $k_e = k_0 k_b / (k_0 + k_b) + k$, k_0 为油膜刚度, k 为定心弹支刚度(定心弹支与阻尼器并联), k_b 为外环弹支刚度。取 k_b 为适当数值, 使当 ϵ 较小时 $k_0 \ll k_b$, 有 $k_e \approx k_0 + k$, 而当 ϵ 较大时, 因 $k_0 \gg k_b$, 有 $k_e \approx k_0 + k \ll k_0 + k$, 从而 k_e 基本处于一个增长率较低的线性(或拟线性)变化区内。同时, MRSFD 的油膜阻尼与 SFD 一样是 ϵ 的非线性增函数, 因而在过一阶临界时仍有较大的油膜阻尼。与 SFD 系统相比, MRSFD 临界转速更低且临界转速区很窄。

2 MRSFD, SFD 刚性转子系统稳态动力特性研究

研究右端用刚性支承, 左端用弹支与 SFD 或 MRSFD 并联的刚性转子支承系统。假定外

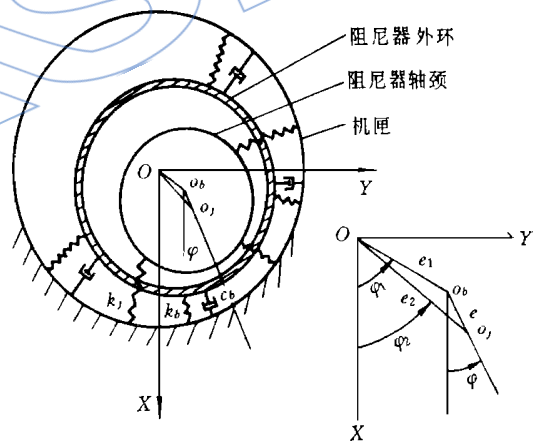


图 1 可动外环挤压油膜阻尼器(MRSFD)结构简图

环弹支刚度为线性变化且径向对称, 阻尼为粘性阻尼。参考图 1, 由达朗贝尔原理可以得到刚性转子支承于弹支 MRSFD 的运动方程如下:

$$\begin{cases} m_b \ddot{x}_1 + c_b \dot{x}_1 + k_b x_1 = p_x & , & m_b \ddot{y}_1 + c_b \dot{y}_1 + k_b y_1 = p_y \\ m \ddot{x}_2 + c_j \dot{x}_2 + k x_2 = p_u \cos \omega - p_x & , & m \ddot{y}_2 + c_j \dot{y}_2 + k y_2 = p_u \sin \omega - p_y \end{cases} \quad (1)$$

$$x^2 - x^1 = e \cos \varphi, \quad y^2 - y^1 = e \sin \varphi \quad (2)$$

$$\begin{cases} p_x = p_r \cos \varphi - p_t \sin \varphi, & x_1 = e_1 \cos \varphi, & y_1 = e_1 \sin \varphi \\ p_y = p_r \sin \varphi + p_t \cos \varphi, & x_2 = e_2 \cos \varphi, & y_2 = e_2 \sin \varphi \end{cases} \quad (3)$$

其中 c_b 和 c_j 为外环和定心的弹支阻尼, e 为轴颈相对外环的偏心距, e_1 和 e_2 分别为外环和轴颈径向位移, m 为该系统在左端的等效质量, m_b 为外环质量, p_r 和 p_t 分别为油膜压力的径向和切向分力, p_u 为不平衡激振力 ($= mU\omega^2$), x_i 和 y_i 为外环 ($i=1$) 或轴颈 ($i=2$) 水平、垂直位移, ω 为转子转速。当外环弹支刚性 $k_b \rightarrow \infty$ 时, $e_1 = 0$, (1) 式只剩后两式, 即 SFD 系统运动方程。

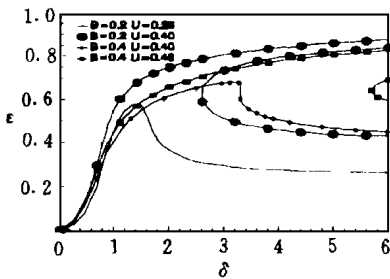
在对刚性转子 MRSFD、SFD 系统进行稳态响应分析时, 轴颈及 MRSFD 弹性外环相对于轴承中心作正同步进动, 对方程无量纲化, 得:

$$\begin{cases} (K_b - \delta^2 \delta_m) X_1 - 2C_b \delta & \delta_m K_b Y_1 = P_x \delta^2 & (K_b - \delta^2 \delta_m) Y_1 - 2C_b \delta & \delta_m K_b X_1 = P_y \delta^2 \\ (1 - \delta^2) X_2 - 2C_j \delta Y_2 = \delta^2 U \cos \omega - P_x \delta^2 & (1 - \delta^2) Y_2 + 2C_j \delta X_2 = \delta^2 U \sin \omega - P_y \delta^2 \\ X_2 = X_1 + \epsilon \cos \varphi, & Y_2 = Y_1 + \epsilon \sin \varphi \end{cases} \quad (4)$$

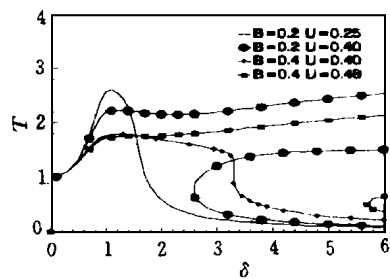
稳态情况下油膜刚性力和阻尼力短轴承解的无量纲形式为:

$$P_r = 2B\epsilon^2 \Omega / [(1 - \epsilon^2)^2 \delta], \quad P_t = B\epsilon \Omega / [2(1 - \epsilon^2)^{2/3} \delta] \quad (5)$$

(4) 和 (5) 两式中, $B = \mu R L^3 / m \omega_r c^3$ 为轴承参数, c 为半径间隙, $C_b = c_b \left(2 \frac{kb}{m_b} \right)$, $C_j = c_j \left(2 \frac{c}{k_j/m} \right)$, $\epsilon = \frac{e}{c}$ 为轴颈相对外环偏心率, $K_b = \frac{k_b}{k}$, $P_r = \frac{p_r}{(m\omega^2)}$, $P_t = \frac{p_t}{(m\omega^2)}$, $X_i = \frac{x_i}{c}$, $Y_i = \frac{y_i}{c}$, ($i=1, 2$), 刚性转子弹支时的临界转速 $\omega_c = k_j/m$, 转速比 $\delta = \omega/\omega_c$, $\delta_m = m_b/m$ 。 ϵ 为轴颈相对外环的偏心率, 它与轴颈和外环位移都有关, 见 (2) ~ (4) 式。将 (5) 式代入 (4) 并进行数值求解, 可得系统稳态运行时轴颈、外环及轴颈相对外环的位移及相位角。系统传递率定义为 MRSFD、SFD 作用下的外传力 (F) 与转子不平衡力之比, 即: $T = F/(mU\omega^2 \delta^2)$ 。



(a) 轴颈振幅(偏心率)响应曲线

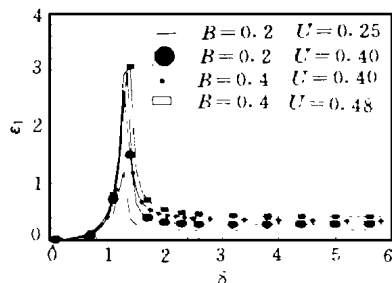


(b) 传递率响应曲线

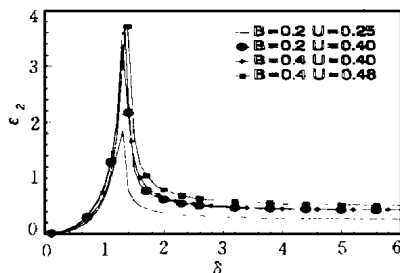
图2 SFD 刚性转子系统不平衡响应曲线

图 2 为 $B = 0.20$, 不平衡量 $U = 0.25, 0.40$ 及 $B = 0.40, U = 0.40, 0.48$ 时 SFD 刚性转子支承系统的轴颈振幅 ϵ 和传递率 T 响应曲线。 $B = 0.20$ 时, 对于较小的不平衡量 $U = 0.25$, SFD 有良好的减振效果, 但当 U 增至 0.4 时, 出现了典型的双稳态现象, 且振幅相应增大。 B

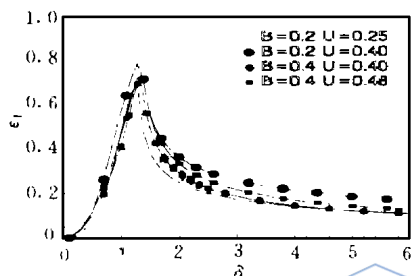
值增至 0.4, 与 $B = 0.2$ 时相比, 在 $U = 0.4$ 时没有双稳态, 但在很宽的转速范围内振动响应都很大。当 $U = 0.48$ 时, 双稳态出现的转速比达到 $\delta = 5.7$, 轴颈振幅和传递率在很大范围内随 δ 增加而持续增长, 使转子很难通过临界转速。



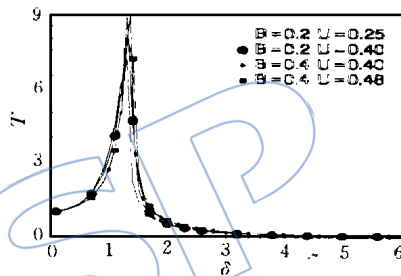
(a) 外环振幅响应曲线



(b) 轴颈振幅响应曲线



(c) 轴颈相对外环的振幅响应曲线



(d) 传递率响应曲线

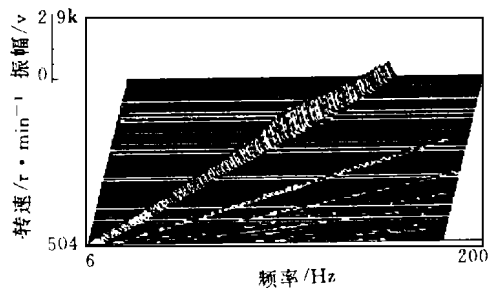
图 3 MRSFD 刚性转子系统不平衡响应曲线 $K_b = 1$, $C_b = 0.25$, $\delta_m = 0.05$

图 3 中 B 和 U 值与图 2 相同。此时, MRSFD 没有出现双稳态现象, 能在较低转速下迅速通过一阶临界而达到振幅和传递率都很小的稳定状态。其临界 $\delta = 1.3$, 随 U 变化不大, 临界转速区也很窄。由于外环可动, 其轴颈和外环振幅的一阶临界峰值相对 SFD 较大, 但仍具有较大的油膜阻尼, 则其绝对值很小。在不超过弹性极限时, 外环弹支可以相当长时间安全工作, 而不必考虑其疲劳问题。从图 3(d) 可见: 参数相同时, 越过临界转速区后, MRSFD 的传递率总小于 SFD 的 T 值。由于系统外传力正比于 δ^2 , 而 MRSFD 的临界转速很低, 因而过一阶临界时其实际外传力并不是很大, 在高速工作区则更低于 SFD 系统, 尤其是在大不平衡量下。所以从幅频特性来看 MRSFD 明显要优于 SFD 转子系统。

3 实验研究

实验采用一端刚性支承, 一端支承于弹支 SFD 或 MRSFD 的刚性转子系统。转子质量为 22 kg, 弹支处折合质量约为 7.8 kg。供油压低, 两端不封油。记录分析仪器为 HP3566/67 频谱分析仪。其它参数为: $B = 0.411$, $U = 0.261, 0.750$, $K_b = 4.2$, $\delta_m = 0.115$ 。

图 4~6 为测得的 MRSFD 和 SFD 系统的轴颈振幅响应的三维瀑布图。当 $U = 0.261$ 时, 二者都能顺利通过一阶临界转速并达到稳定工作状态,

图 4 SFD 刚性转子系统轴颈振幅响应的三维瀑布图 ($B = 0.411$, $U = 0.261$)

其临界转速分别为 4850 r/min 和 5910 r/min, MRSFD 明显低于 SFD。而在 $U = 0.75$ 下, SFD 出现了典型的双稳态现象: 相比之下,

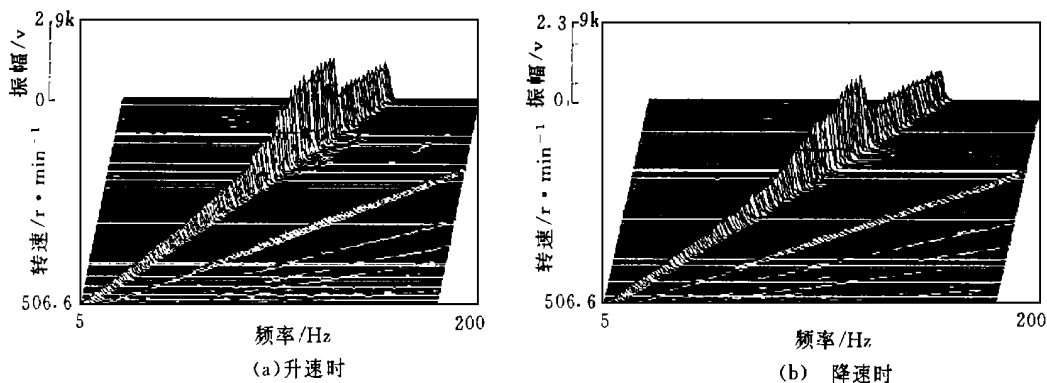


图 5 SFD 刚性转子系统轴颈振幅响应的三维瀑布图($B = 0.411$, $U = 0.750$)

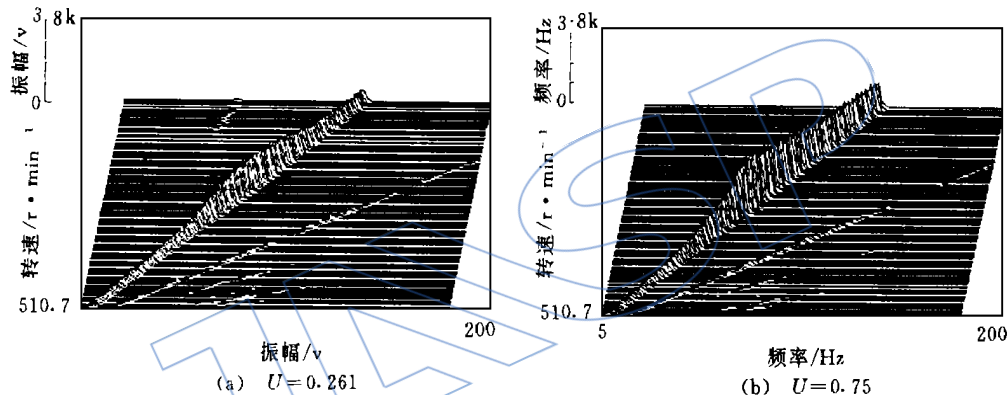


图 6 MRSFD 刚性转子系统轴颈振幅响应三维瀑布图($k_b = 2.45\text{E}6 \text{ N/m}$, $B = 0.411$)

MRSFD 系统仍能在低转速下迅速通过临界而保持正常运转。二者的外传力在 U 较小时基本相当, 在大不平衡量下 MRSFD 同样远小于 SFD 的, 限于篇幅, 未给出图。

4 结 论

本文研制的 MRSFD, 由于其外环带有弹支, 使系统的等效支承刚度基本呈线性变化, 对于较大范围的不平衡量, 都能保持良好的减振效果, 不会发生 SFD 系统那样的双稳态跳跃等非线性振动; 同时由于系统等效刚度较低, 能使转子在较低低转速就迅速通过一阶临界而达到稳定工作状态。减振特性远优于 SFD。

参 考 文 献

- 1 张世平, 晏砺堂. 高效多孔环挤压油膜阻尼器的减振特性研究. 航空动力学报, 1993, 8(3): 225- 233
- 2 祝长生, 汪希莹. 结构参数可控的挤压油膜阻尼器对柔性转子振动的控制. 浙江大学学报, 1994(6):
- 3 Kirk R G and Gunter E J. Stability and Transient Motion of a Plain Journal Mounted in Flexible Supports. ASME Journal of Engineering for Industry, 1976: 576- 592

(责任编辑 王震华)

CELEBRATION COLUMN

FOR 80TH ANNIVERSARY OF THE BIRTH OF PROFESSOR YAN LITANG (STRUCTURE , STRENGTH, VIBRATION)

VIBRATION CONTROL OF A NEW MOVABLE OUTER- RING SQUEEZE FILM DAMPER

Zhao Jie, Yan Litang, Zhu Zigen, Deng Jianbo

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT

A high efficient oil film damper, namely Movable outer Ring Squeeze Film Damper (MRSFD) is developed to meet the demands of modern gas turbine engines and other high speed rotating machinery on vibration control. By adding a flexible support outside, the outer ring of conventional Squeeze Film Damper (SFD) could be pushed under high oil forces caused by the squeezing motion of the journal. The vibration controllabilities of MRSFD and SFD are investigated and compared both theoretically and experimentally. It is proved that the nonlinear vibration characteristics such as jump phenomenon of SFD systems could be avoided under much greater unbalance level with MRSFD systems. As a novel oil film damper, MRSFD provides more effective vibration control for rotor systems and improves the unbalance loading ability of the damped supports.

Key Words Damper Rotors Dynamics Vibration reduction

STUDY ON SMA INTELLIGENT STRUCTURES FOR CRACK CONTROL

Zhang Xueren and Nie Jingxu

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

Du Yanliang

(Mechanical Engineering Dept. Shijiazhuang Railway Institute, Shijiazhuang 050043)

ABSTRACT

The shape memory effect of Shape Memory Alloy (SMA) was used for crack active control in an intelligent component, which was made up with TiNi belts embedded in metal matrix. A linearized constitutive relation of SMA embedded in the matrix has been derived. Such a constitutive relation can be used easily in commercial finite element programs to treat the shape memory effect as the thermal effect of conventional materials. This method was applied to the numerical analysis of the intelligent component. Moire Interferometric tests were carried out on the component. Comparison of the calculated with test re-