

转子吸振器挤压油膜系统的研究

北京航空学院 张世平 刘方杰 晏砺堂

摘 要

本文发展了传统的动力吸振器,提出了用于旋转机械减振的转子吸振器。研究了刚性转子、柔性Jeffcott转子在挤压油膜阻尼器、转子吸振器减振作用下的动力特性,并进行了初步试验研究。研究表明转子吸振器能有效地改善转子系统的动力特性,为旋转机械的减振提供了一种新方法。

现代高速旋转机械往往在一、二阶临界转速以上工作,这样的转子只在支承处安装阻尼器不一定能获得满意的振动控制。转子吸振器可以安装在转子上的任何部位,如与挤压油膜阻尼器共同使用,不仅可以有效地控制转子的振动模态,而且能减小转子系统的外传力。

挤压油膜阻尼器的减振有效性是大家熟知的,但其良好减振特性要求不平衡量变化不能超过一定范围。工作过程中不平衡变化,特别是如发生叶片丢失突加不平衡的作用,有可能使挤压油膜阻尼器产生很坏的动力特性^[1]。转子吸振器的研究是探索增强转子系统对突加不平衡作用承载能力的方法。另外柔性Jeffcott转子两端支承于挤压油膜阻尼器在工作转速与两端带刚性支承的临界转速比大于2时,有可能出现自激失稳,引入转子吸振器能改善转子系统的稳定性。

一、力学模型及运动方程

图1所示为两端支承于带定心弹支挤压油膜阻尼器的柔性Jeffcott转子。在转子中央安装转子吸振器,转子吸振器为具有一定质量和弹性的连接于油膜轴颈或转子的轴对称吸振环。油膜轴颈上的吸振器只作进动运动,不旋转。而转子上的吸振器随转子转动并作进动运动。分析中提出如下假设:(1)转子的部分质量集中在转子中心处,具有不平衡量,其余质量分配在两端支承处,转子系统是对称的;(2)雷诺方程的短轴承解是有效的,供油压力为环境压力;(3)不计其它激振力^[2]。

参考图1的力学分析模型,可得如下转子系统的运动方程:

$$\begin{aligned}(1-\alpha_b)M(\ddot{g}-g\dot{\lambda}^2-\rho\omega^2\cos(\omega t-\lambda)) &= -K_s\gamma\cos(\phi-\xi)-c\dot{g}+K_a e_a\cos\psi \\ (1-\alpha_b)M(g\dot{\lambda}+2\dot{g}\dot{\lambda}-\rho\omega^2\sin(\omega t-\lambda)) &= -K_s\gamma\sin(\phi-\xi)-c\dot{\lambda}g-K_a e_a\sin\psi \\ \alpha_b M(\ddot{e}-e\dot{\phi}^2) &= K_s\gamma\cos\phi-F_r-K_re \\ \alpha_b M(e\ddot{\phi}+2\dot{e}\dot{\phi}) &= K_s\gamma\sin\phi-F_t \\ \alpha_a M(\ddot{g}_a-g_a\dot{\theta}^2) &= -2K_a e_a\cos[\psi-(\lambda-\theta)]-c_a\dot{g}_a \\ \alpha_a M(g_a\ddot{\theta}+2\dot{g}_a\dot{\theta}) &= 2K_a e_a\sin[\psi-(\lambda-\theta)]-c_a\dot{g}_a\dot{\theta}\end{aligned}$$

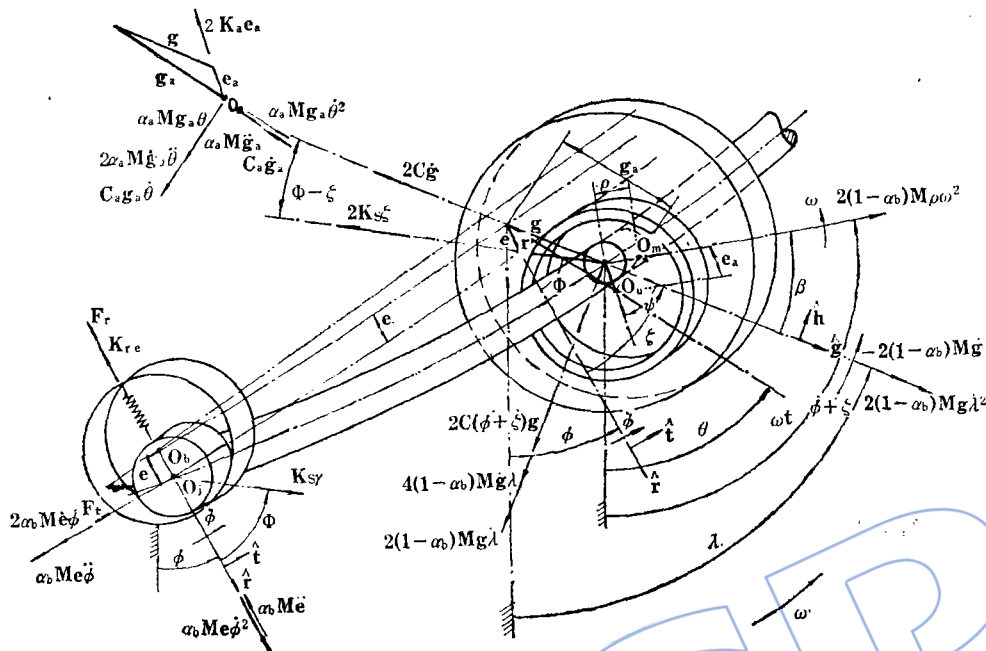


图1 柔性Jeffcott转子、挤压油膜阻尼器、转子吸振器模型

$2M$ 表示转子总质量， 2ρ 为转子质量偏心距。 $\alpha_b M$ 表示分配在每个支承处的转子质量。 $\alpha_a M$ 为吸振器的质量。 K_r 为弹性支承刚性。 $2K_s$ 为转子在中间位置的刚性。 $2K_a$ 为吸振器弹性联结刚性。 c 、 c_a 分别表示转子和吸振器的阻尼系数。 F_r 和 F_t 为由短轴承解求得的油膜力。 e 为油膜轴颈偏心距。 e_a 为吸振器偏心距。

刚性转子意指转子刚性相对弹性支承刚性很高的转子，即在转速范围内转子没有显著弯曲变形。这样的转子可以用上述方程来描述其运动特性，也可以把转子质量等效折合在支承处做为单质量系统来考虑，从而简化运动方程^[3]。

转子系统运动方程可以无量纲化并引入适当的相容方程，用数值计算方法即可进行积分求解。本文用的是四阶龙格-库塔方法。对于稳态情况，假设转子系统作圆轨道进动，因此有： $\ddot{g} = \dot{g} = \ddot{e} = \dot{e} = \ddot{g}_a = \dot{g}_a = \ddot{\lambda} = \dot{\lambda} = \ddot{\phi} = \dot{\phi} = \ddot{\theta} = \dot{\theta} = 0$ ， $\dot{\lambda} = \dot{\phi} = \dot{\theta} = \omega$ ， ω 为转子转速。将这些结果代入运动方程，可以得到描述稳态运动的非线性方程组，求解这些方程即可得稳态不平衡响应。

不计吸振器和转子系统的相互影响，可以把转子吸振器的共振转速定义为

$$\sqrt{2K_a/(\alpha_a M)}.$$

二、稳态不平衡响应

图2所示为刚性转子系统的典型稳态响应，转速比 δ_r 表示转速与转子-弹支系统临界转速的比值。设计转子吸振器时使转子吸振器的共振转速等于转子的最高工作转速，转速比为3。从图2可见，转子吸振器与挤压油膜阻尼器的共同作用可在较宽的转速范围获得减振效果，特别是在转速等于吸振器共振转速时可使振动趋于消失，但转子转速不宜高于吸振器共振转速。图3所示为柔性Jeffcott转子系统的不平衡响应曲线。 δ_f 表示转子转速与转子第一阶弯曲临界转速之比。同样，转子吸振器的减振作用也是明显的。

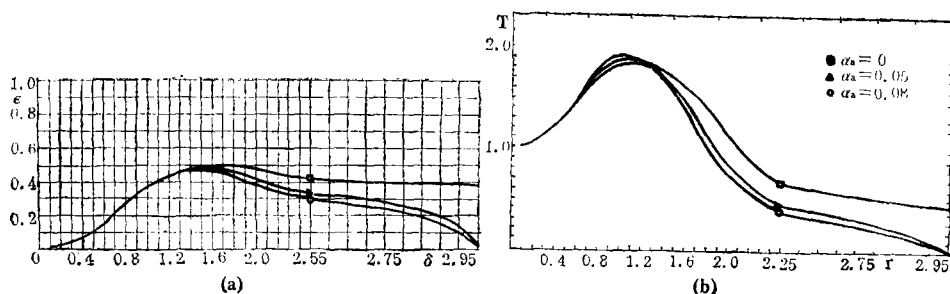


图 2 刚性转子吸振器挤压油膜系统的稳态响应曲线 $B=0.2$, $U_0=0.3$

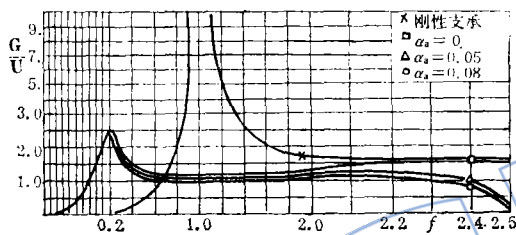


图 3 Jeffcott 转子盘处的稳态振幅频率响应 $B=0.3$, $U_0=0.1$, $\alpha_b=0.2$

三、瞬态不平衡响应及稳定性

图 4 所示是刚性转子支承于挤压油膜阻尼器系统在突加不平衡作用下的瞬态影响。初始不平衡质量偏心率(即质量偏心距与油膜间隙之比) $U_0=0.1$, 突加不平衡为 $U_s=0.3$, 合成的不平衡为 $U=0.4$ 。可见突加不平衡的作用超过了挤压油膜阻尼器的承载能力, 使油膜轴颈趋于极限圆, 并使传递率大于 2。由于突加不平衡的作用或不平衡量的变化, 使质量偏心率 $U \geq 0.4$ 时, 往往会引起转子系统的非线性失稳^[4]。

图 5 所示, 该系统加转子吸振器后在突加不平衡 $U=1.1$ 作用下的响应。工作转速比 $\delta_r=2.48$, 吸振器共振转速比 $\delta_a=2.5$ 。两者十分接近时, 瞬态响应保持几圈后, 很快即趋

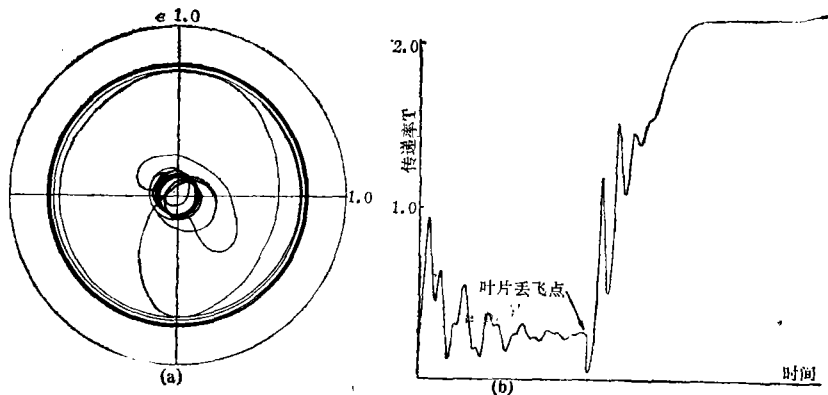


图 4 刚性转子挤压油膜阻尼器突加不平衡响应
 $\delta_r=2.5$, $B=0.2$, $U_0=0.1$, $U_s=0.3$, $U=0.4$

于很好的减振状态。在这样大的不平衡量作用下, 减振系统仍具有很好的减振作用, 仍能使外传力大大减小。

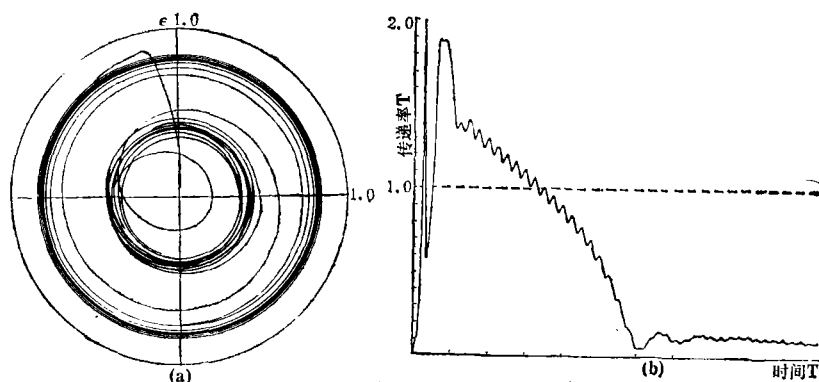


图 5 刚性转子、挤压油膜阻尼器、转子吸振器系统的突加不平衡响应
 $\delta_a = 2.5$, $\delta_r = 2.48$, $B = 0.2$, $\alpha_a = 0.05$, $U = 1.1$

对Jeffcott转子系统的研究表明, 柔性转子挤压油膜阻尼器系统在转速二倍于其临界转速以上时, 可能会发生非协调振动, 并伴随着周期变化的很大外传力。引入转子吸振器则可以使转子系统在转速比低于吸振器共振转速的范围抑制非协调振动, 并获得满意的减振效果。

四、试验研究

图 6 为刚性转子、挤压油膜阻尼器, 转子吸振器系统的转子轴心振动轨迹实验结果。吸振器安装在靠近弹性支承挤压油膜阻尼器的转子上。从图中可以看出当转速 $n = 3000 \text{ rpm}$ 左右时, 转子振动出现峰值即转子支承系统处于临界转速状态。吸振器的计算共振转速 $n = 5920 \text{ rpm}$ 。可见当转速靠近吸振器共振转速时, 转子振动非常小。相同不平衡量作用下, 刚性转子挤压油膜系统不带吸振器的转子振动轴心轨迹的实验结果示如图 7。转子振动轨迹没有出现峰值, 并随转速增高, 振动越来越大。

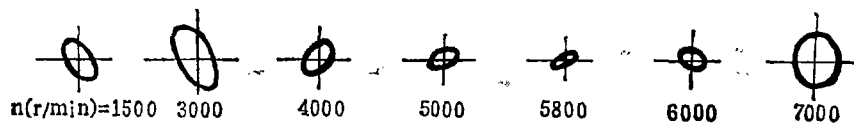


图 6 刚性转子、挤压油膜阻尼器、转子吸振器系统的不平衡响应实验结果

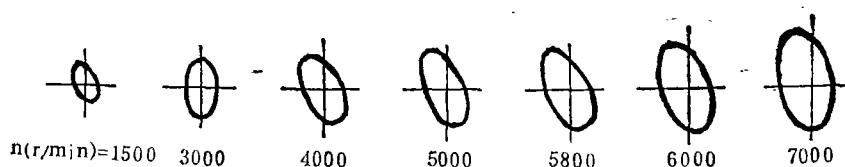


图 7 刚性转子、挤压油膜阻尼器系统的不平衡响应实验结果

四、结 论

1. 转子吸振器做为动力吸振器的发展与挤压油膜阻尼器共同使用可以减小转子系统的振动。而且在转子上安装一个或多个转子吸振器能有效地控制转子系统的振动模式。

2. 转子吸振器的引入能大大增强转子挤压油膜系统对突加不平衡的承载能力从而改善转子系统的稳定性。

3. 对柔性转子能推后其失稳门槛转速, 增强其不平衡承载能力和稳定性。

4. 初步的试验研究验证了转子吸振器的减振有效性。

李其汉副教授和赵福安工程师在本文研究过程中的帮助, 谨此致谢。

参 考 文 献

- [1] Buono, D.F., Schlitzer, L.D., Hall III, R.G. and Hibner, D. H., "Transient Dynamics of a Flexible Rotor with Squeeze Film Dampers", NASA-CR-3050.
- [2] Rabinowits, M.D., Hahn, E.J., "Steady-State Performance of Squeeze-Film Damper Supported Flexible Rotors", Trans. ASME, Journal of engineering for power, Oct. 1977, pp. 552~558.
- [3] 张世平、刘方杰、晏砺堂 "带挤压油膜的转子系统吸振器稳态响应研究", 全国首届转子动力学学术讨论会论文, 8649-003, 1986.10.
- [4] 张世平, "带挤压油膜的转子系统吸振器理论及实验研究", 北京航空学院硕士论文, 1985.12.

(责任编辑 李其汉)

简 讯

本刊与美国《推进动力学报》建立交换关系

美国《推进动力学报》(Journal of Propulsion and Power)是美国航空宇航学会(AIAA)于1985年创办的发动机方面的学报。本刊创办时, 曾写信给该学报主编 Oates 教授, 建议建立交换关系。不幸 Oates 教授突然病故, 未及时答复。

今年初, 本编辑部突然收到美国航空宇航学会的科技情报中心 (Technical Information Service) 于去年12月3日发来的订购单, 要求订购我学报。我编辑部去函建议改订购为与《推进动力学报》交换。与此同时, 我们又收到美国航空宇航学会科技出版部主任来信告知: 他们收到转去的给 Oates 教授的信, 并提到学会出版委员会上讨论了我们的关于兄弟学报交换的建议, 已同意建立交换关系。不久又接到科技情报中心来函, 再次肯定建立交换关系, 并正收集已出版的该学报寄来。

(本刊编辑部)

STUDY ON ROTOR VIBRATION ABSORBER WITH SQUEEZE FILM DAMPERS

Zhang Shiping, Liu Fanjie, Yan Litan

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

A type of Rotor Vibration Absorber(RVA) used in parallel with Squeeze Film Dampers(SFD) is presented. The RVA is a symmetric ring with an elastic coupling mounted in a certain place of the rotor. One or more RVA may be applied to a rotor. The RVA may be mounted in a suitable place on the rotor to gain desirable vibration control and to attenuate the amplitude of the rotor system far away from the supporting position. The amplitude and transmissibility of the rotor can be greatly reduced in the working speed range. The introduction of the RVA to rotor-SFD system will greatly enhance the ability of the system to subject the impact unbalance loading and increase the stability of the rotor system. Both the steady-state and transient responses of the rotor system with the RVA have been analyzed. The primary experiments of the system have also been performed, which verify the effectiveness of the rotor vibration absorber.

MODE SYNTHESIS ANALYSIS OF VIBRATION CHARACTERISTICS OF ENTIRE ENGINE

Ou Yuanxia and Li Ping

(Nanhua Powerplant Research Institute)

Abstract

The mode synthesis is combined with the finite element method to analyze the vibration characteristics of the rotor-bearing-case system of an engine. The generalized state space mode synthesis method is adopted to calculate the coupling vibration characteristics between the axisymmetrical rotor and the case, and the complex mode synthesis method is applied to calculating those between the non-axisymmetrical rotor and the case. The finite element method is used to analyze the substructures.

A program, named AROBEC, has been written for this purpose. It can calculate the whirl frequency, critical speed, stability, unbalance response and transient response for engine system. The program includes preprocessing and postprocessing functions and provides conical shell finite elements and rotor finite elements with viscous damping which take shear effect into account. The dynamic