

浮环挤压油膜阻尼器对模拟低压转子 突加不平衡响应影响分析

夏冶宝¹, 任兴民¹, 秦卫阳¹, 邓旺群²

(1. 西北工业大学 振动工程研究所, 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, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 为了研究浮环挤压油膜阻尼器对涡轴发动机模拟低压转子突加不平衡响应的影响,建立了考虑多种耦合的带浮环挤压油膜阻尼器模拟低压转子的动力学模型,推导其运动方程并采用数值方法进行了求解,分析了系统响应随浮环与轴承质量比值、支承刚度和油膜间隙等设计参数的变化.研究表明:相比传统挤压油膜阻尼器,浮环挤压油膜阻尼器更好地抑制了转子系统加速过临界时的瞬态响应以及稳速和升速过程中的突加不平衡响应;增大浮环与轴承质量比值、减小弹性支承刚度和挤压油膜间隙,能够更好地抑制突加不平衡响应的瞬态振幅和瞬态过程;转子系统由于油膜非线性引起的双稳态大振幅区会随浮环与轴承质量比值的增大而减小,而随挤压油膜间隙值的减小而增大.

关 键 词: 模拟低压转子; 浮环挤压油膜阻尼器; 突加不平衡响应; 质量比; 刚度; 油膜间隙

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Analysis of the effect of floating ring squeeze film damper on sudden unbalance response of low pressure rotor

XIA Ye-bao¹, REN Xing-min¹, QIN Wei-yang¹, DENG Wang-qun²

(1. Institute of Vibration Engineering,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. China Aviation Powerplant Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: To research the depression effect of floating ring squeeze film damper on sudden unbalance response of low pressure rotor in turboshaft engine, a dynamical simplified model of low pressure rotor supported on floating ring squeeze film damper was built, considering multiple dynamical coupling. Its motion equations were derived and solved by the numerical method. The influence of some parameters, e. g., mass ratio between floating ring and bearing, stiffness of elastic support, and film clearance, were analyzed. The main results are as follow: compared with traditional squeeze film damper, the floating ring squeeze film damper has better performance in depressing both critical transient responses and sudden unbalance responses in steady-state process or in accelerating process; with greater mass ratio between floating ring and bearing, smaller stiffness of elastic support and smaller film clearance, the floating ring squeeze film damper has better performance in depressing both transient amplitude and transient time of sudden unbalance responses; the speed range with large vibration of rotor system during passing through the bistable region depends not only

收稿日期: 2014-04-09

基金项目: 航空科学基金(20112108001)

作者简介: 夏冶宝(1989—),男,安徽庐江人,博士生,主要从事转子动力学研究.

on the mass ratio between floating ring and bearing, but also on the film damper clearance; it decreases along with the mass ratio increases, and increases with the film clearance decreases.

Key words: low pressure rotor; floating ring squeeze film damper; sudden unbalance response; mass ratio; stiffness; film clearance

挤压油膜阻尼器减振效果显著,且结构简单,易于制造,已在航空发动机结构中得到广泛应用.但传统的挤压油膜阻尼器尚存一些不足,如果设计制造不好或转子系统的不平衡恶化,油膜力的非线性就会大大增加,诱发许多有害的非线性响应,典型的有转子的双稳态响应和非协调响应^[1].针对挤压油膜阻尼器转子系统的非线性响应,许多学者开展了相应的研究^[2-4].为了克服不足,国内外学者又相继提出了一些新型的挤压油膜阻尼器模型^[5-7].其中,一种含有浮环的挤压油膜阻尼器模型得到了大量的研究改进. Zhao 和 Hahn^[8]提出了一种带刚性浮环的挤压油膜阻尼器,其中浮环通过弹性支承固定到阻尼器外壳上,油膜位于浮环内层,并在一刚性转子模型上计算了该型挤压油膜阻尼器的动力特性. Rezvani 等^[9]又在柔性转子模型上对该型挤压油膜阻尼器的动力特性进行了理论分析. Moraru 等^[10-11]研究了一种带有双层油膜的挤压油膜阻尼器模型,并利用设置在美国宇航局格伦研究中心的双层油膜挤压油膜阻尼器试验系统对理论结果进行了验证,结果良好吻合.周海仑等^[12-13]在国外学者研究的基础上,提出了一种含双层油膜的浮环挤压油膜阻尼器,建立了浮环挤压油膜阻尼器的计算模型并在装有浮环挤压油膜阻尼器的转子动力学试验台上进行了试验研究,结果表明浮环挤压油膜阻尼器能够有效地抑制转子系统的双稳态和非协调进动响应.

实际的航空发动机结构中,出现的转子系统往往比较复杂.一种涡轴发动机模拟低压转子可以看作是两端带弹性支承与挤压油膜阻尼器的双盘转子系统,此时需要考虑盘的横向振动与转角的耦合变化.相对于单盘转子,该系统中会出现多个交叉刚度和陀螺力矩的影响,情况的要复杂得多.王红瑾等^[14]对此转子系统的稳态响应特性进行了研究.另一方面,针对改进型挤压油膜阻尼器转子动力特性的研究大都针对系统的稳态响应,而对升速响应、突加不平衡响应等瞬态响应的研究较少.挤压油膜阻尼器不仅要起到减振和提高

转子系统稳定性的作用,还要保证转子系统在进行突加不平衡后仍能安全可靠地工作一段时间.目前,关于转子系统突加不平衡特性的研究已有不少^[15-18],针对浮环挤压油膜阻尼器对模拟低压转子系统突加不平衡响应影响的研究尚未见报道.

本文对双盘涡轴发动机模拟低压转子进行了数学建模,分别推导了模型中含传统挤压油膜阻尼器和浮环挤压油膜阻尼器的运动微分方程,通过计算分析,对比了两种挤压油膜阻尼器对系统突加不平衡响应的抑制作用,探讨了浮环挤压油膜阻尼器设计参数对系统动力特性的影响.

1 理论分析与建模

本文研究对象为模拟低压转子的简化模型,转子的两端轴承均带有弹性支承,考虑轴承的质量,两个轴承外环上套有相同的挤压油膜阻尼器,如图1所示.转子运动任一瞬时,转盘 i ($i=1,2$)的中心在 x, y 方向的横向位移分别为 x_i, y_i ,转盘 i 绕 y, x 轴的转角分别为 α_i, β_i ,轴承 i ($i=1,2$)中心在 x, y 方向的横向位移分别为 x_{bi}, y_{bi} .居中盘和悬臂盘的质量分别为 m_1 和 m_2 ,直径转动惯量和极转动惯量分别为 J_{pi} 和 J_{di} ,偏心距分别为 e_1 和 e_2 ,两处轴承的集中质量分别为 m_{b1} 和 m_{b2} .跨轴的长度为 l ,悬臂轴的长度为 l_2 ,转轴各向同性,抗弯刚度为 EI .

图2为浮环挤压油膜阻尼器的结构示意图.

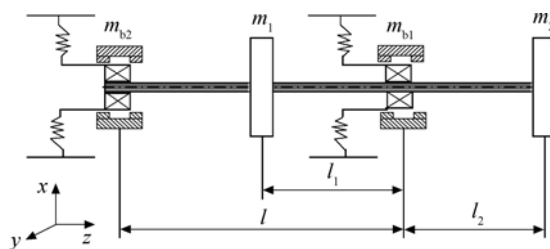


图1 带挤压油膜阻尼器模拟低压转子的简化模型

Fig. 1 Simplified model of low pressure rotor supported on squeeze film damper

它是在传统挤压油膜阻尼器的基础上,采用浮环将油膜分为内外两层,轴承受内层油膜力作用,而浮环同时受内层和外层油膜力作用.建立此油膜力模型时,不考虑浮环的弹性变形,且假定静止状态下内外层油膜间隙相等.可设浮环挤压油膜阻尼器的单层油膜间隙为 C_f ,则对应的传统挤压油膜阻尼器的油膜间隙为 $C_t = 2C_f$.

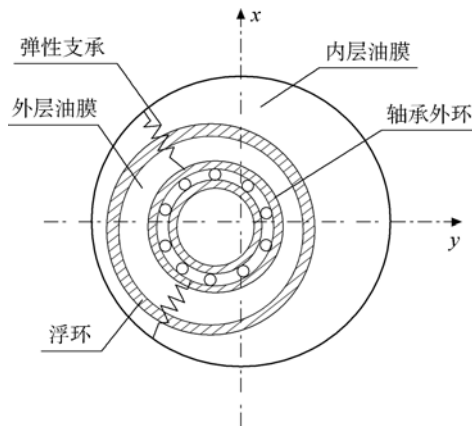


图 2 浮环挤压油膜阻尼器的结构示意图

Fig. 2 Schematic of floating ring squeeze film damper

在短轴承和 Reynolds 边界条件假设下,依据雷诺方程可以导出油膜压力分布为

$$p(\theta, \bar{z}) = \frac{6\mu}{C^2} \left(\bar{z}^2 - \frac{L^2}{4} \right) \frac{\epsilon \dot{\phi} \sin \theta + \dot{\epsilon} \cos \theta}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} \quad (1)$$

由此解得油膜力

$$\begin{aligned} F_x &= F_r \cos \phi - F_t \sin \phi \\ F_y &= F_r \sin \phi + F_t \cos \phi \end{aligned} \quad (2)$$

其中盘处运动微分方程

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c\dot{x}_1 + k_{11}x_1 + k_{12}\alpha_1 + k_{13}x_2 + k_{14}\alpha_2 + k_{15}x_{b1} + k_{16}x_{b2} = \\ m_1 e_1 \omega^2 \cos \left[\left(\omega + \frac{1}{2} \epsilon t \right) t + \phi_1 \right] + m_1 e_1 \epsilon \sin \left[\left(\omega + \frac{1}{2} \epsilon t \right) t + \phi_1 \right] - m_1 g \\ J_{d1} \ddot{\alpha}_1 - J_{p1} \omega \dot{\beta}_1 + c\dot{\alpha}_1 + k_{21}x_1 + k_{22}\alpha_1 + k_{23}x_2 + k_{24}\alpha_2 + k_{25}x_{b1} + k_{26}x_{b2} = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + c\dot{x}_2 + k_{31}x_2 + k_{32}\alpha_1 + k_{33}x_2 + k_{34}\alpha_2 + k_{35}x_{b1} + k_{36}x_{b2} = \\ m_2 e_2 \omega^2 \cos \left[\left(\omega + \frac{1}{2} \epsilon t \right) t + \phi_2 \right] + m_2 e_2 \epsilon \sin \left[\left(\omega + \frac{1}{2} \epsilon t \right) t + \phi_2 \right] - m_2 g \\ J_{d2} \ddot{\alpha}_2 - J_{p2} \omega \dot{\beta}_2 + c\dot{\alpha}_2 + k_{41}x_1 + k_{42}\alpha_1 + k_{43}x_2 + k_{44}\alpha_2 + k_{45}x_{b1} + k_{46}x_{b2} = 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 + c\dot{y}_1 + k_{11}y_1 - k_{12}\beta_1 + k_{13}y_2 - k_{14}\beta_2 + k_{15}y_{b1} + k_{16}y_{b2} = \\ m_1 e_1 \omega^2 \sin \left[\left(\omega + \frac{1}{2} \epsilon t \right) t + \phi_1 \right] - m_1 e_1 \epsilon \cos \left[\left(\omega + \frac{1}{2} \epsilon t \right) t + \phi_1 \right] \\ J_{d1} \ddot{\beta}_1 + J_{p1} \omega \dot{\alpha}_1 + c\dot{\beta}_1 - k_{21}y_1 + k_{22}\beta_1 - k_{23}y_2 + k_{24}\beta_2 + k_{25}y_{b1} + k_{26}y_{b2} = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + c\dot{y}_2 + k_{31}y_1 - k_{32}\beta_1 + k_{33}y_2 - k_{34}\beta_2 + k_{35}y_{b1} + k_{36}y_{b2} = \\ m_2 e_2 \omega^2 \sin \left[\left(\omega + \frac{1}{2} \epsilon t \right) t + \phi_2 \right] - m_2 e_2 \epsilon \cos \left[\left(\omega + \frac{1}{2} \epsilon t \right) t + \phi_2 \right] \\ J_{d2} \ddot{\beta}_2 + J_{p2} \omega \dot{\alpha}_2 + c\dot{\beta}_2 - k_{41}y_1 + k_{42}\beta_1 - k_{43}y_2 + k_{44}\beta_2 + k_{45}y_{b1} + k_{46}y_{b2} = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{cases} \cos \phi = \frac{x}{\epsilon}, \quad \sin \phi = \frac{y}{\epsilon} \\ F_r = -\frac{\mu R L^3}{C^2} (I_1 \dot{\epsilon} + I_2 \epsilon \dot{\phi}) \\ F_t = -\frac{\mu R L^3}{C^2} (I_2 \dot{\epsilon} + I_3 \epsilon \dot{\phi}) \\ \epsilon = \sqrt{x^2 + y^2}, \quad \dot{\epsilon} = \dot{x} \cos \phi + \dot{y} \sin \phi \\ \epsilon \dot{\phi} = -\dot{x} \sin \phi + \dot{y} \cos \phi \end{cases} \quad (3)$$

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

$$\begin{cases} I_1 = \int_{\theta_1}^{\theta_1+\pi} \frac{\cos^2 \theta}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} d\theta \\ I_2 = \int_{\theta_1}^{\theta_1+\pi} \frac{\sin \theta \cos \theta}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} d\theta \\ I_3 = \int_{\theta_1}^{\theta_1+\pi} \frac{\sin^2 \theta}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} d\theta \\ \theta_1 = \tan^{-1} \left(-\frac{\dot{\epsilon}}{\epsilon \dot{\phi}} \right) \end{cases} \quad (4)$$

本文在轴承处分别设置传统挤压油膜阻尼器和浮环挤压油膜阻尼器,依据式(2)有:

1) 当 $x = x_b, y = y_b, C = C_t$, 则传统挤压油膜阻尼器油膜力 $f_x = F_x, f_y = F_y$.

2) 当 $x = x_f, y = y_f, C = C_f$, 则浮环挤压油膜阻尼器的内层油膜力 $f_{ix} = F_x, f_{iy} = F_y$.

3) 当 $x = x_b - x_f, y = y_b - y_f, C = C_f$, 则外层油膜力 $f_{ox} = F_x, f_{oy} = F_y$.

对于图 1 结构,考虑浮环挤压油膜阻尼器浮环与轴承的耦合,考虑转盘横向振动和摆振的耦合,推导出含浮环挤压油膜阻尼器转子系统的运动微分方程如下:

轴承处运动微分方程

$$\begin{aligned}
m_{b1} \ddot{x}_{b1} + k_{51} x_1 + k_{52} \alpha_1 + k_{53} x_2 + k_{54} \alpha_2 + (k_{55} + k_{b1}) x_{b1} + k_{56} x_{b2} &= f_{i,x1} - m_{b1} g \\
m_{b1} \ddot{y}_{b1} + k_{61} y_1 + k_{62} \beta_1 + k_{63} y_2 + k_{64} \beta_2 + (k_{65} + k_{b1}) y_{b1} + k_{66} y_{b2} &= f_{i,y1} \\
m_{f1} \ddot{x}_{f1} &= -f_{i,x1} + f_{o,x1} - m_{f1} g \\
m_{f1} \ddot{y}_{f1} &= -f_{i,y1} + f_{o,y1} \\
m_{b2} \ddot{x}_{b2} + k_{71} x_1 + k_{72} \alpha_1 + k_{73} x_2 + k_{74} \alpha_2 + k_{75} x_{b1} + (k_{76} + k_{b2}) x_{b2} &= f_{i,x2} - m_{b2} g \\
m_{b2} \ddot{y}_{b2} + k_{81} y_1 + k_{82} \beta_1 + k_{83} y_2 + k_{84} \beta_2 + k_{85} y_{b1} + (k_{86} + k_{b2}) y_{b2} &= f_{i,y2} \\
m_{f2} \ddot{x}_{f2} &= -f_{i,x2} + f_{o,x2} - m_{f2} g \\
m_{f2} \ddot{y}_{f2} &= -f_{i,y2} + f_{o,y2}
\end{aligned} \quad (6)$$

上述方程组中, m_{fi} 为浮环质量, ϵ 为角加速度, ω 为转速, ϕ_1, ϕ_2 为初始转角, k_{b1} 为轴承 1 处的弹支刚度, k_{b2} 为轴承 2 处的弹支刚度, k_{ij} 为转子轴处的刚度系数, 可由材料力学相关知识推导得到, 其他参数前文已有介绍。为了对比浮环挤压油膜阻尼器与传统挤压油膜阻尼器的动力特性, 不考虑浮环的动力方程, 并将轴承所受的内层油膜力替换为传统挤压油膜阻尼器对应的油膜力, 即可得到只带传统挤压油膜阻尼器模拟低压转子系统的运动方程。

对方程组(5)和(6), 分别考虑转子系统的加速运动与稳态运动, 对其求解可以得到不同情况下的系统响应。

2 仿真计算及结果分析

计算时转子系统的参数取值如下: $m_1 = m_2 = 3 \text{ kg}$, $J_{d1} = J_{d2} = 0.0045 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $m_{b1} = m_{b2} = 0.5 \text{ kg}$, $m_f = 0.5 \text{ kg}$, $k_{b1} = k_{b2} = 6 \times 10^5 \text{ N/m}$, $l_1 = 0.25 \text{ m}$, $l_2 = 0.20 \text{ m}$, $l = 0.50 \text{ m}$, $e_1 = e_2 = 10 \mu\text{m}$ 。挤压油膜阻尼器参数取值为 $\mu = 5 \text{ mm}$, $R = 30 \text{ mm}$, $L = 8.3 \text{ mm}$, $C_f = 0.1 \text{ mm}$, $C_t = 0.2 \text{ mm}$ 。

2.1 模拟低压转子的升速响应对比

对于前面建立的模拟低压转子系统的动力方程, 分别考虑系统带传统挤压油膜阻尼器和浮环挤压油膜阻尼器的情况, 采用四阶龙格库塔法求解系统升速响应, 结果如图 3 所示。

可以看出, 两种挤压油膜阻尼器转子系统的前两阶临界转速一致, 分别为: 220 rad/s 和 405 rad/s 。相比传统挤压油膜阻尼器, 浮环挤压油膜阻尼器更好地抑制了系统的临界振幅及过临界时产生的响应波动。当系统远离临界转速时, 两者加速响应趋于一致。

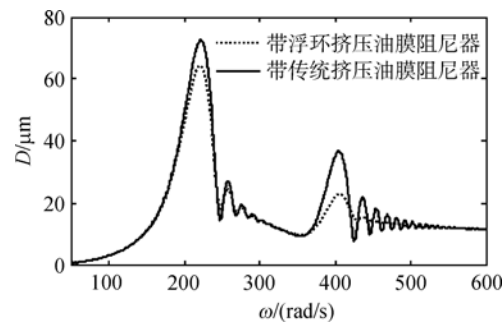


图3 角加速度 $\epsilon=110 \text{ rad/s}^2$ 时悬臂盘处升速响应对比

Fig. 3 Accelerating response of overhung rotor at angular acceleration $\epsilon=110 \text{ rad/s}^2$

2.2 模拟低压转子的稳态突加不平衡响应对比

为了对比两种挤压油膜阻尼器对系统稳态突加不平衡响应的抑制作用, 取系统稳态转速 $\omega = 500 \text{ rad/s}$, 突加不平衡后系统的偏心距由 $e_1 = e_2 = 10 \mu\text{m}$ 增加到 $e_1 = e_2 = 40 \mu\text{m}$, 仿真计算了带传统挤压油膜阻尼器转子系统与带浮环挤压油膜阻尼器转子系统的稳态突加不平衡响应, 结果如图 4 所示。

比较阻尼器对转子突加不平衡响应的抑制作用需要用到两个定义^[15]: 瞬态过程(突加不平衡开始到新的稳态之前这一段过程); 瞬态振幅(瞬态过程中振幅的最大值)。图 4 中, 传统挤压油膜阻尼器转子系统的瞬态最大振幅($D_{\max}$)为 $181.2 \mu\text{m}$, 而浮环挤压油膜阻尼器转子系统的瞬态最大振幅为 $165.4 \mu\text{m}$, 因此浮环挤压油膜阻尼器转子系统的瞬态振幅更小。从图 4 中还可以看出浮环挤压油膜阻尼器转子系统的瞬态过程明显较传统挤压油膜阻尼器转子系统的短。因此, 相比传统挤压油膜阻尼器, 浮环挤压油膜阻尼器对转子稳态突加不平衡响应的抑制作用更明显。

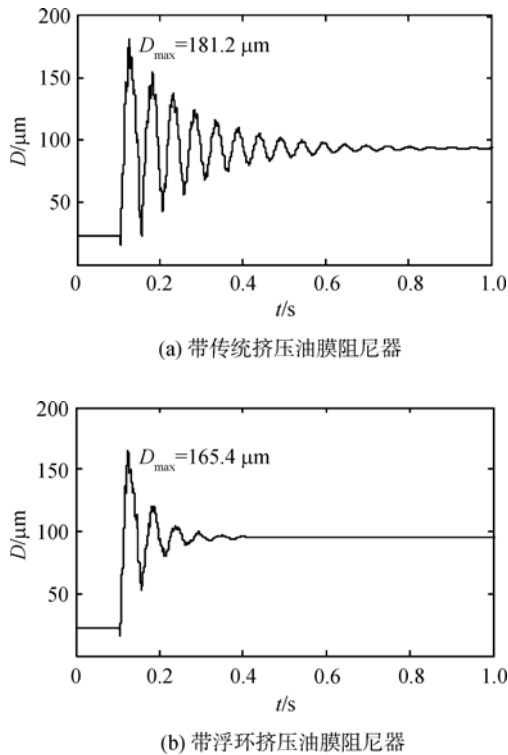


图 4 转子带不同挤压油膜阻尼器的稳态突加不平衡响应对比

Fig. 4 Sudden unbalance response of rotor supported on different squeeze film damper at constant speed

2.3 模拟低压转子的升速突加不平衡响应对比

为了对比两种挤压油膜阻尼器对转子升速突加不平衡响应的抑制作用,取转子瞬时转速为 350 rad/s(过临界转速前)、425 rad/s(过临界转速后)和 700 rad/s(远离临界转速),突加不平衡后系统偏心距由 $e_1 = e_2 = 10 \mu\text{m}$ 增到 $e_1 = e_2 = 40 \mu\text{m}$,分别对转子升速过程中不同转速域内的突加不平衡响应进行计算,结果如图 5 所示。

由计算结果可以看出,转子带传统挤压油膜阻尼器时,在转速增加的过程中,油膜力的非线性会造成转子响应的双稳态,即在某个转速下存在两个稳定的解. 转子响应随转速增加时,会发生突然的跳跃,意味着在扰动下,由一个稳定解跳跃到另一个稳定解上. 此时转子的响应会突然出现大振幅,或者突然出现小振幅,这都是双稳态解跳跃的表现。

突加不平衡发生在临界转速以前,系统响应振幅会产生突增并跃升至有双稳态的大振幅解,之后沿大解路径至双稳态结束时发生向下跳跃,最终经过一段瞬态振荡后趋于稳定. 相比传统挤压油膜阻尼器,浮环挤压油膜阻尼器降低了转子

通过临界区时的最大振幅,减弱了瞬态振荡,并且减小了响应具有较大振幅的共振区的范围。

转子带传统挤压油膜阻尼器时,突加不平衡发生在过临界转速后,双稳态跳跃现象没有发生,响应在经过一段瞬态振荡后趋于稳定. 相比传统挤压油膜阻尼器,浮环挤压油膜阻尼器减小了振荡的振幅和持续时间。

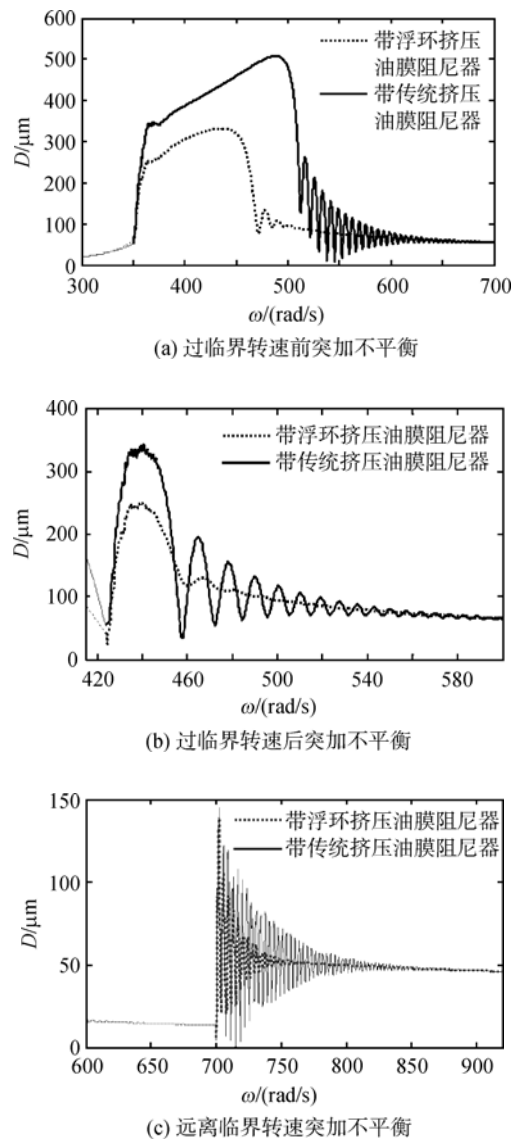


图 5 升速过程不同转速域内突加不平衡居中盘处的响应对比

Fig. 5 Sudden unbalance response of middle disk in different velocity zone during the run up process

转子带传统挤压油膜阻尼器时,突加不平衡发生在远离临界转速,系统响应出现振荡,之后振幅逐渐减小并趋于一个定值. 相比传统挤压油膜阻尼器,浮环式挤压油膜阻尼器更好地抑制了响

应的瞬态振幅和瞬态过程。

由以上分析可知,对转子升速过程中不同转速域内的突加不平衡响应,浮环挤压油膜阻尼器始终比传统挤压油膜阻尼器具有更好的抑制作用。

2.4 浮环挤压油膜阻尼器设计参数对转子突加不平衡响应的影响

为了进一步研究浮环挤压油膜阻尼器抑制转子突加不平衡响应的性能,分别改变浮环挤压油膜阻尼器的设计参数:浮环质量,弹支刚度和油膜间隙,仿真计算了不同参数下转子系统的稳态和升速突加不平衡响应,研究参数变化对转子动力特性的影响。

2.4.1 浮环与轴承质量比对突加不平衡响应的影响

设浮环与轴承质量之比为 $\eta = m_f / m_b$, 分别选取 η 的值为 0.4, 0.9, 1.5, 2.5, 转子于临界转速前突加不平衡 ($\omega = 350 \text{ rad/s}$), 仿真计算了转子的升速突加不平衡响应, 结果如图 6 所示。由计算结果可以看出, 随着浮环与轴承质量比值的增大, 突加不平衡后转子通过临界区的瞬态振幅减小, 系统具有较大振幅的转速区的范围也减小。

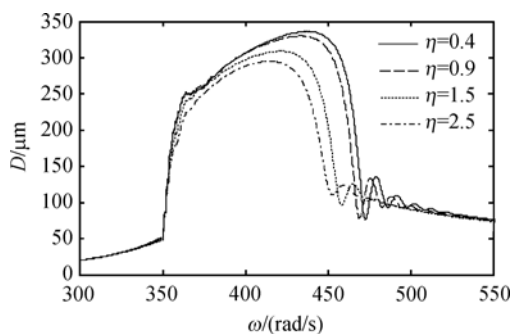


图 6 过临界转速前突加不平衡 η 对居中盘处升速瞬态响应的影响

Fig. 6 Transient response of middle disk with different mass ratio for sudden unbalance occurs before critical speed

转子在远离临界转速时突加不平衡 ($\omega = 700 \text{ rad/s}$), 浮环与轴承质量比值对突加不平衡瞬态振荡的影响如图 7 所示。可以看出, 随着浮环与轴承质量比值的增大, 振荡响应的瞬态振幅及瞬态过程均减小。

2.4.2 弹支刚度对突加不平衡响应的影响

弹支刚度对系统升速响应的影响如图 8 所示。由计算结果可以看出, 系统的前两阶临界转速

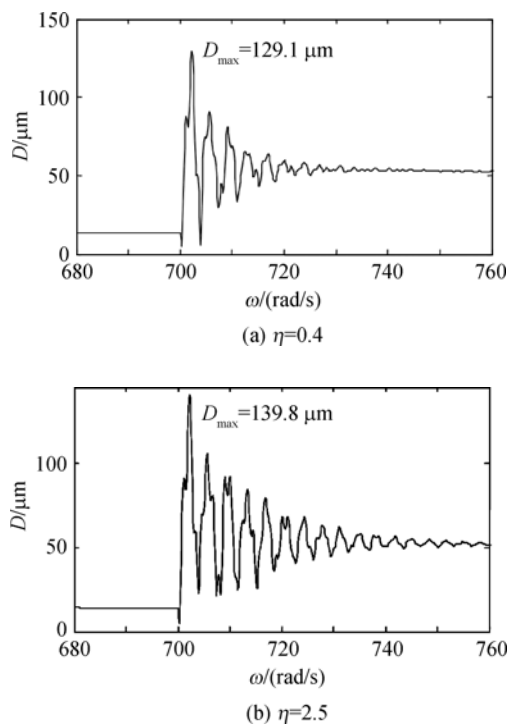


图 7 远离临界转速时突加不平衡 η 对居中盘处升速瞬态响应的影响

Fig. 7 Transient response of middle disk with different mass ratio for sudden unbalance occurs far away from critical speed

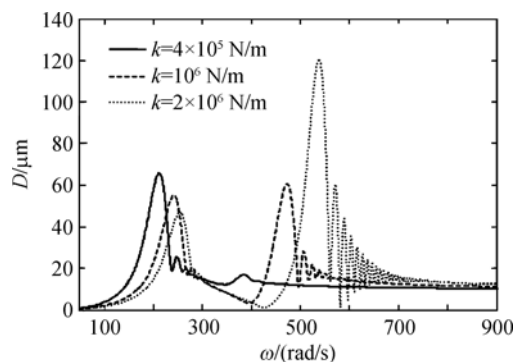


图 8 不同弹支刚度下悬臂盘处的升速响应对比

Fig. 8 Accelerating response of overhung disk with different supporting stiffness

均随弹支刚度的增大而增大, 同时一阶临界振幅随弹支刚度增大而减小, 2 阶临界振幅随弹支刚度增大而增大。弹支刚度对系统稳态突加不平衡响应的影响如图 9 所示。可以看出, 弹支刚度对系统稳态突加不平衡响应的影响非常明显, 突加不平衡响应的瞬态振幅和瞬态过程均随弹支刚度的增大而增大。可见, 在转子系统临界转速满足既定要求的情况下, 采用较低刚度的弹性支承有利于转子系统抑制突加不平衡响应。

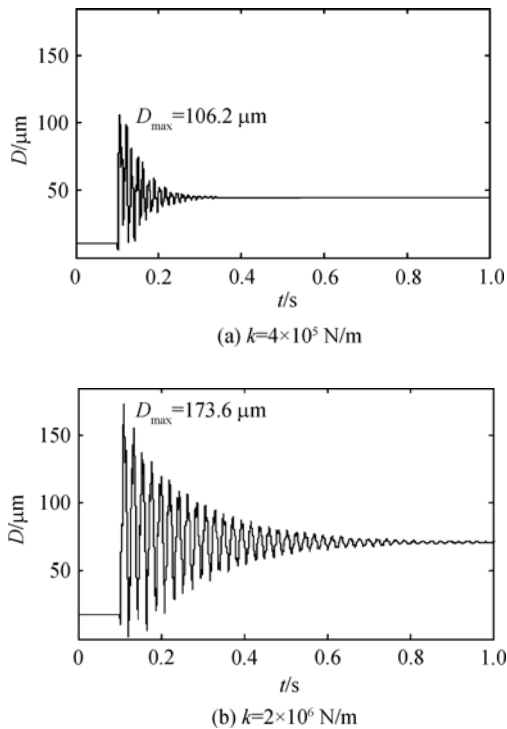


图 9 不同弹支刚度下悬臂盘处的稳态突加不平衡响应对比

Fig. 9 Sudden unbalance response of overhung disk with different supporting stiffness at constant speed

2.4.3 油膜间隙 C_f 对突加不平衡响应的影响

图 10 为系统稳态转速为 800 rad/s , 不同油膜间隙下居中盘处的稳态突加不平衡响应对比, 图 11 为系统瞬态转速为 350 rad/s , 不同油膜间隙下居中盘处的升速突加不平衡响应对比。

对比图 10 和图 11, 可以得出如下结论: ①挤压油膜间隙 C_f 对浮环式挤压油膜阻尼器的减振效果具有很大的影响, 减小油膜间隙将产生更大的阻尼力, 可以大大地减小突加不平衡响应的瞬态振幅及瞬态过程; ②突加不平衡发生于临界转速以前, 随着油膜间隙的减小, 虽然系统过临界时的瞬态振幅大大减小, 但具有较大振幅的转速区范围却相反增大。因此减小油膜间隙会增强浮环

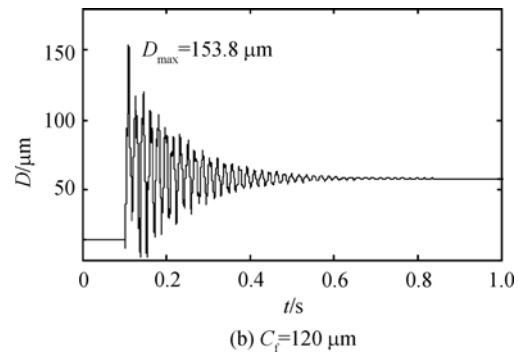
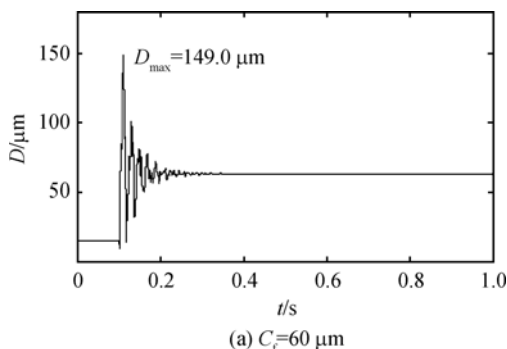


图 10 不同油膜间隙下居中盘处的稳态突加不平衡响应对比

Fig. 10 Sudden unbalance response of middle disk with different film clearance at constant speed

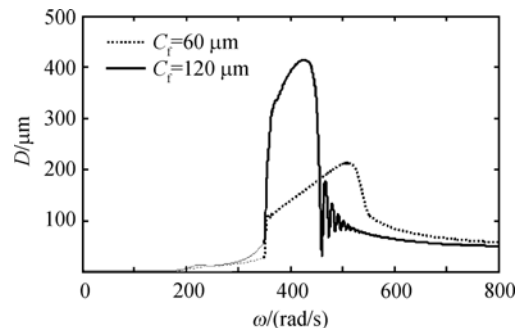


图 11 不同油膜间隙下居中盘处的升速突加不平衡响应对比

Fig. 11 Sudden unbalance response of middle disk with different film clearance at accelerating speed

挤压油膜阻尼器的非线性。

3 结 论

建立了带浮环挤压油膜阻尼器模拟低压转子的动力学模型, 对模拟低压转子的稳态突加不平衡响应和升速突加不平衡响应进行了计算, 研究了浮环挤压油膜阻尼器设计参数对转子突加不平衡响应的影响, 得出了以下结论:

1) 对于模拟低压转子系统的过临界瞬态响应、稳态突加不平衡响应和升速突加不平衡响应, 浮环挤压油膜阻尼器比传统挤压油膜阻尼器具有更好的抑制作用。

2) 浮环与轴承的质量比值越大, 突加不平衡响应的瞬态振幅越小, 瞬态过程也越短, 转子加速通过临界时产生的具有较大振幅共振区的范围也越小。

3) 弹支刚度对模拟低压转子系统的临界转速、临界振幅和突加不平衡响应都具有很大的影

响,在转子系统临界转速满足既定要求的情况下,采用较低刚度的弹性支承有利于浮环挤压油膜阻尼器抑制系统的突加不平衡响应。

4) 随着油膜间隙的减小,突加不平衡响应的瞬态振幅减小,瞬态过程也减短,同时浮环挤压油膜阻尼器的非线性也增强,引起转子加速过临界时具有较大振幅共振区范围的增大。

参考文献:

- [1] 闻邦椿,顾家柳,夏松波,等. 高等转子动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2000.
- [2] 秦卫阳,张劲夫,王宏,等. 带弹性支承的挤压油膜阻尼器转子响应与分岔[J]. 西北工业大学学报,2006,24(2):245-248.
QIN Weiyang, ZHANG Jinfu, WANG Hong, et al. Response and bifurcation of rotor with squeeze film damper supported on elastic foundation[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2006, 24(2): 245-248. (in Chinese)
- [3] Inayat-Hussai J I. Bifurcations in the response of a flexible rotor in squeeze-film dampers with retainer springs[J]. Chaos, Solitons & Fractals, 2009, 39(2): 519-532.
- [4] 程礼,李帅莹,钱征文. 带挤压油膜阻尼器的盘式拉杆转子双稳态振动特性[J]. 航空动力学报,2013,28(9):2044-2049.
CHENG Li, LI Shuaiying, QIAN Zhengwen. Bistable vibration characteristics of disk-rod-fastening rotor with squeeze film damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(9): 2044-2049. (in Chinese)
- [5] 祝长生. 磁控挤压油膜阻尼器转子系统动力特性试验研究[J]. 振动工程学报,2007,20(2):107-111.
ZHU Changsheng. Experimental investigation into dynamic behaviors of a rotor on a magnetic controlling squeeze film damper[J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(2): 107-111. (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] 马艳红,王虹,洪杰. 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[J]. 航空动力学报,2009,24(2):390-395.
MA Yanhong, WANG Hong, HONG Jie. Investigation of non-synchronous response of adaptive squeeze film damper with metal rubber oil film ring[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(2): 390-395. (in Chinese)
- [8] Zhao J Y, Hahn E J. Eccentric operation and blade-loss simulation of a rigid rotor supported by an improved squeeze film damper[J]. Journal of Tribology, 1995, 117(3): 490-497.
- [9] Rezvani M A, Hahn E J. Floating ring squeeze film damper: theoretical analysis[J]. Tribology International, 2000, 33(3): 249-258.
- [10] Moraru L, Keith T G, Jr, Dimofte F, et al. Dynamic modeling of a dual clearance squeeze film damper: Part I test rig and dynamic model with one damper[J]. Tribology Transactions, 2003, 46(2): 170-178.
- [11] Moraru L, Keith T G, Dimofte F, et al. Dynamic modeling of a dual clearance squeeze film damper: Part II [J]. Tribology Transactions, 2006, 49(4): 611-620.
- [12] 周海伦,罗贵火,冯国权,等. 含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统响应分析[J]. 航空动力学报,2012,27(3):644-650.
ZHOU Hailun, LUO Guihuo, FENG Guoquan, et al. Dynamic response analysis of a rotor supported on floating-ring squeeze film dampers[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(3): 644-650. (in Chinese)
- [13] ZHOU Hailun, LUO Guihuo, CHEN Guo, et al. Analysis of the nonlinear dynamic response of a rotor supported on ball bearings with floating-ring squeeze film dampers[J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 59(1): 65-77.
- [14] 王红瑾,秦卫阳,杨树林,等. 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[J]. 航空动力学报,2009,24(11):2545-2550.
WANG Hongjin, QIN Weiyang, YANG Shulin, et al. Response of two-disk rotor with squeeze film dampers and its variation with parameters[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(11): 2545-2550. (in Chinese)
- [15] 夏南,孟光,冯心海. 油膜惯性力对双盘转子-SFD系统突加不平衡和加速响应特性的影响[J]. 航空动力学报,2000,15(1):71-74.
XIA Nan, MENG Guang, FENG Xinghai. Influence of fluid inertia force on sudden unbalance and accelerating responses of rotor supported on centralized SFD[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(1): 71-74. (in Chinese)
- [16] Grapis O, Tamuzs V, Ohlson N G, et al. Overcritical high-speed rotor systems, full annular rub and accident [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 290(3): 910-927.
- [17] 陈果. 含碰摩故障的新型转子—滚动轴承—机匣耦合动力学模型[J]. 振动工程学报,2009,22(5):538-545.
CHEN Guo. A dynamic model for rotor-ball bearing-stator coupling system with rubbing faults[J]. Journal of Vibration Engineering, 2009, 22(5): 538-545. (in Chinese)
- [18] 夏治宝,任兴民,杨永峰,等. 双盘柔性转子突加不平衡瞬态响应研究[J]. 机械科学与技术,2012,33(2):309-312.
XIA Yebao, REN Xingmin, YANG Yongfeng, et al. Transient response of flexible double-rotor system under sudden unbalance load[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2014, 33(2): 309-312. (in Chinese)

(编辑:叶青)