

含浮环式挤压油膜阻尼器转子系统的突加不平衡响应分析

周海仑¹, 罗贵火², 艾延廷¹, 孙 丹¹

(1. 沈阳航空航天大学 航空航天工程学部

辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室, 沈阳 110136;

2. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 为了研究含浮环式挤压油膜阻尼器对转子系统突加不平衡响应的抑制作用,建立了浮环式挤压油膜阻尼器-转子系统的动力学模型,在模型中,充分考虑了转子与浮环式挤压油膜阻尼器的耦合作用.运用数值积分获取系统的动力学响应.研究表明,与传统挤压油膜阻尼器相比,浮环式挤压油膜阻尼器能更好地抑制转子系统的突加不平衡响应;在靠近临界转速时,浮环式挤压油膜阻尼器能抑制瞬态过程;较大的浮环质量和滑油黏度能更好地抑制转子系统突加不平衡响应.

关 键 词: 减振; 突加不平衡响应; 转子; 挤压油膜阻尼器; 浮环

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Sudden unbalance response analysis of rotor system supported on floating ring squeeze film damper

ZHOU Hai-lun¹, LUO Gui-huo², AI Yan-ting¹, SUN Dan¹

(1. Liaoning Key Laboratory of Advanced Test Technology for Aeronautical Propulsion System, Faculty of Aerospace Engineering, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;

2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: To research the prevention of sudden unbalance response of rotor system supported on floating-ring squeeze film damper (FSFD), a dynamic model of the rotor supported on FSFD was established. In the model, the coupling effect between rotor and FSFD was considered. An efficient numerical integration approach was employed to conduct the investigation into the dynamic response of rotor. The main results are as follow: compared with traditional squeeze film damper, FSFD has better performance in preventing both sudden unbalance response of rotor and transient process when the rotor speed approaches the critical speed; the greater mass of floating ring or viscosity of lubrication oil means better performance of FSFD in preventing sudden unbalance response.

Key words: damping; sudden unbalance response; rotor; squeeze film damper; floating-ring

收稿日期:2013-08-09

基金项目:国家自然科学基金(11302133); 沈阳航空航天大学博士启动基金

作者简介:周海仑(1983-),男,山东泰安人,讲师,博士,主要从事浮环式挤压油膜阻尼器和航空发动机整机振动的研究.

挤压油膜阻尼器(squeeze film damper, SFD)结构简单、减振效果明显,成为航空发动机减振技术的主要手段之一,但是,挤压油膜具有高度的非线性,它会使转子系统出现多解(双稳态响应)和多频(非协调进行响应)振动响应,这将导致转子出现大的外传力和周期疲劳等^[1-3]. 因此,国内外学者开发和研究了各种改进型的 SFD. 在国内,曹磊和高德平等^[4]对俄罗斯学者提出的弹性环式 SFD 油膜力特性和含弹性环式 SFD 的转子系统进行了大量的研究;马艳红等^[5]研制了一种带金属橡胶油膜环的自适应 SFD,并对这种新型 SFD 的减振机理和非协调响应进行了理论和试验研究;国外 Rezvani 等^[6]提出了一种浮环式 SFD,这种 SFD 的浮环内层为挤压油膜,外层没有油膜,浮环被弹性支承固定;Moraru 等^[7-10]利用 NASA-GRC(Glenn Research Center)设置在托莱多大学的双层油膜 SFD 试验器,进行了含双层油膜 SFD 转子系统响应的试验研究. 本文研究的浮环式挤压油膜阻尼器(floating ring squeeze film damper, FSFD)如图 1 所示,内外两层油膜的厚度相同,其结构与 Rezvani 和 Moraru 的改进型 SFD 类似. 文献[11-12]研究表明 FSFD 能有效地抑制转子系统的双稳态和非协调进动响应等.

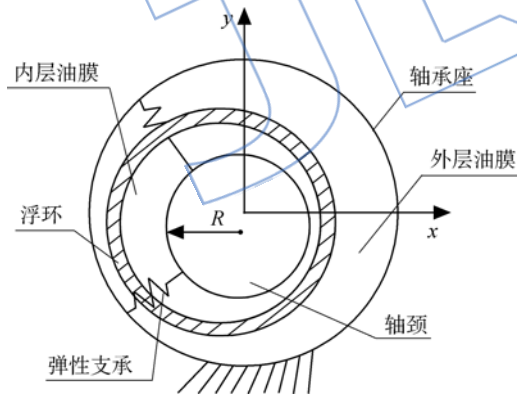


图 1 浮环式挤压油膜阻尼器结构简图

Fig. 1 Schematic of FSFD

挤压油膜阻尼器的设计既要使旋转机械正常工作,也要考虑在突加不平衡(如叶片飞失)时转子仍能安全可靠地工作一段时间^[13]. 李涛和任兴民等^[14]进行了单盘转子突加不平衡瞬态响应特征研究,夏南和孟光等^[15]对双盘转子的突加不平衡响应进行了研究, Sun 等^[16]在对轴承和挤压油膜阻尼详细建模的基础上,对叶片飞失的双转子系统的瞬态特性进行了研究. 但是国内外关于 FSFD-转子系统突加不平

衡响应的研究鲜有报道. 通过本文的研究,以期进一步了解和掌握 FSFD 对转子系统突加不平衡响应的抑制作用,探索 FSFD 不同参数对其动力特性的影响以及在转子振动抑制领域的应用.

1 浮环式挤压油膜阻尼器-转子系统的动力学模型

将浮环式挤压油膜阻尼器与转子系统耦合,建立 FSFD-转子系统动力学模型,如图 2 所示,假定 FSFD 内外层油膜的间隙相等,令 C_1 表示每层油膜的间隙; f_{si} 和 f_{so} 分别表示内层油膜力和外层油膜力.

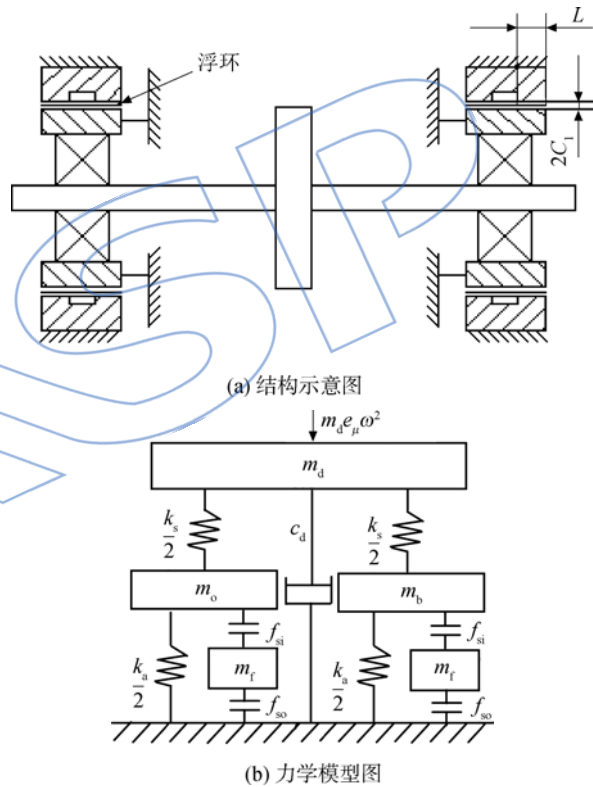


图 2 FSFD-转子系统动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of rotor system supported on FSFD

根据牛顿第二定律,可建立如下动力学方程:

$$\begin{cases} m_d \ddot{x}_d + c_d \dot{x}_d + k_s(x_d - x_b) = m_d e_\mu \omega^2 \cos \omega t \\ m_d \ddot{y}_d + c_d \dot{y}_d + k_s(y_d - y_b) = m_d e_\mu \omega^2 \sin \omega t \\ m_b \ddot{x}_b + \frac{k_s}{2}(x_b - x_d) + \frac{k_a}{2}x_b = F_{1x} \\ m_b \ddot{y}_b + \frac{k_s}{2}(y_b - y_d) + \frac{k_a}{2}y_b = F_{1y} \\ m_f \ddot{x}_f = -F_{1x} + F_{2x} \\ m_f \ddot{y}_f = -F_{1y} + F_{2y} \end{cases} \quad (1)$$

其中 m_d 表示转子圆盘处的集中质量, c_d 是由于空气动力学产生在转子圆盘处的黏性阻尼, k_s 是转子轴的刚度, (x_d, y_d) 是圆盘在固定坐标系中的坐标, (x_b, y_b) 表示转子轴颈在固定坐标系中的坐标, e_μ 是圆盘的质量偏心, ω 表示转子转速, m_b 是转子在转子轴颈处的集中质量, k_a 是弹性支承的刚度, m_f 表示浮环的质量, (x_f, y_f) 表示转子轴颈在固定坐标系中的坐标, F_{1x} 和 F_{1y} 是 FSFD 在 x 和 y 方向内层油膜对轴颈的挤压油膜力, F_{2x} 和 F_{2y} 是 FSFD 在 x 和 y 方向外层油膜对浮环的挤压油膜力. 在短轴承和 Reynolds 边界条件假设下, 对 FSFD 进行油膜力的求解, 油膜力的求解过程见文献[17].

为了与 FSFD 的动力学特性进行对比, 将式(1)中 FSFD 内层油膜的油膜力 F_{1x} 和 F_{1y} 用传统挤压油膜阻尼器的油膜力代替, 即可得到含传统挤压油膜阻尼器-转子系统的动力学方程

$$\begin{cases} m_d \ddot{x}_d + c_d \dot{x}_d + k_s(x_d - x_b) = m_d e_\mu \omega^2 \cos \omega t \\ m_d \ddot{y}_d + c_d \dot{y}_d + k_s(y_d - y_b) = m_d e_\mu \omega^2 \sin \omega t \\ m_b \ddot{x}_b + \frac{k_s}{2}(x_b - x_d) + \frac{k_a}{2}x_b = F_x \\ m_b \ddot{y}_b + \frac{k_s}{2}(y_b - y_d) + \frac{k_a}{2}y_b = F_y \end{cases} \quad (2)$$

其中 F_x 和 F_y 表示传统挤压油膜阻尼器在 x 和 y 方向的挤压油膜力, 令 C_t 表示传统挤压油膜阻尼器的油膜间隙, 且 $C_t = 2C_1$.

1.1 计算参数

本文参照文献[18]的参数, 转子系统的参数选取如下: $m_d = 5 \text{ kg}$, $c_d = 2.4867 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $k_s = 1.2 \times 10^6 \text{ N/m}$, $e_\mu = 4 \times 10^{-5} \text{ m}$, $m_b = 0.5 \text{ kg}$, $k_a = 3 \times 10^5 \text{ N/m}$, $R = 0.03 \text{ m}$, $L = 8.3 \times 10^{-3} \text{ m}$, $C_1 = 1 \times 10^{-4} \text{ m}$, $\mu = 5 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $m_f = 0.5 \text{ kg}$.

由于系统具有很强的非线性, 本文利用 4 阶龙格库塔法对 FSFD-转子系统的动力响应进行计算分析. 在仿真计算时, 以前一个较小转速的稳态响应结果作为下一个较大转速仿真计算的初始值, 模拟加速过程, 从而得到转子响应在加速过程中的渐近稳态响应结果; 同理, 以较大转速的仿真计算得到的渐近稳态响应结果, 作为下一个较小转速仿真计算的初始值, 可以得到减速过程的渐近稳态响应结果[18].

1.2 仿真验证

为了验证仿真计算方法的正确性, 首先利用

式(2)进行传统挤压油膜阻尼器-转子系统轴颈的位移响应的求解, 然后利用文献[18]中计算公式(14), 通过搜索得到的解进行对比验证, 计算结果如图 3 所示(λ 为转速比).

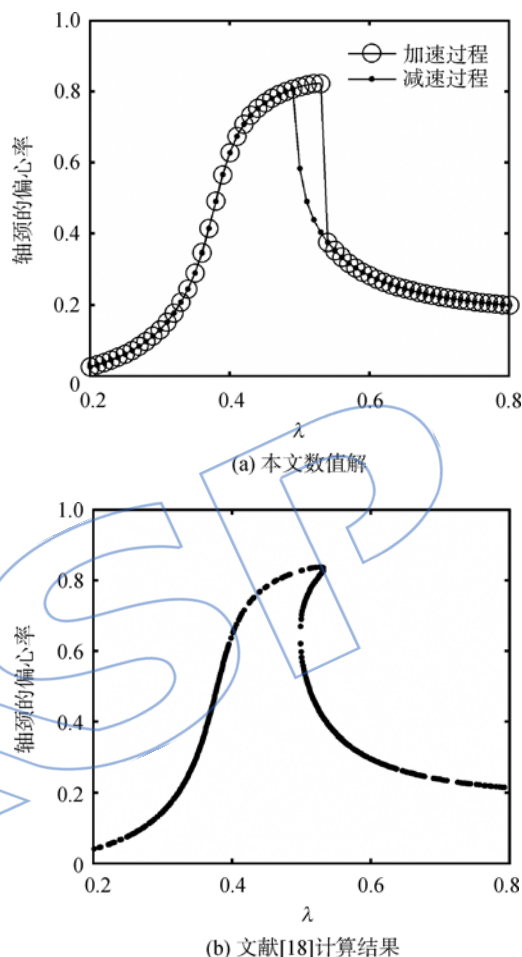


图 3 仿真计算结果验证

Fig. 3 Validation of simulating calculation results

图 3(a)为利用 4 阶龙格库塔法计算所得转子轴颈处响应的结果, 图中带黑色圆圈的曲线和带黑色点的曲线分别表示利用数值积分方法得到的加速过程和减速过程的结果; 图 3(b)表示文献[18]通过搜索法所得转子轴颈处的双稳态响应, 图中黑色“.”表示利用搜索法得到的转子轴颈处可能的响应结果. 从图 3 中可以看到, 传统挤压油膜阻尼器-转子系统出现了双稳态响应, 除了响应中的不稳定解外, 本文和文献[18]计算结果的稳态解是一致的, 从而验证了本文仿真计算方法的正确性.

2 突加不平衡响应分析

2.1 突加不平衡响应的对比

为了对比分析传统挤压油膜阻尼器和 FSFD

抑制突加不平衡的能力,分别仿真计算传统挤压油膜阻尼器-转子系统与FSFD-转子系统在突加不平衡时的响应特性,仿真结果如图4和图5所示,其中轴颈的位移 $D_d = \sqrt{x_d^2 + y_d^2}$, 悬浮框中 x 表示横坐标值, y 表示纵坐标值. 在进行仿真计算时,转子系统的偏心距 e_μ 由 1×10^{-5} m 增加到 2×10^{-5} m, 转子转速取 $\omega = 300$ rad/s.

由文献[13]知,突加不平衡开始到达到新的稳态之前的一段过程称为突加不平衡的瞬态过程;瞬态过程中振幅的最大值称为瞬态振幅. 对比图4和图5可以看出,FSFD-转子系统的突加不

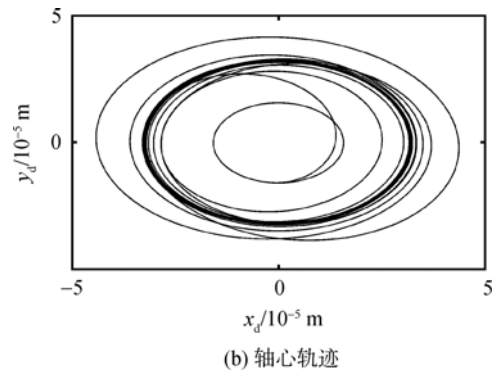


图5 FSFD-转子系统的突加不平衡响应

Fig. 5 Sudden unbalance response of rotor system supported on FSFD

平衡过程更短. 另外,从图4中可以看出,传统挤压油膜阻尼器-转子系统的瞬态振幅为 5.348×10^{-5} m;从图5中可以看出,FSFD-转子系统的瞬态振幅为 4.447×10^{-5} m. 由此可知,FSFD-转子系统的瞬态振幅更小. 因此,与传统挤压油膜阻尼器相比,FSFD对抑制转子系统突加不平衡响应更有效.

2.2 转速对突加不平衡的影响

为了进一步研究FSFD抑制突加不平衡的性能,分别选取转速 $\omega = 400, 500, 600, 700$ rad/s, 仿真计算FSFD-转子系统的突加不平衡响应,计算结果如图6所示.

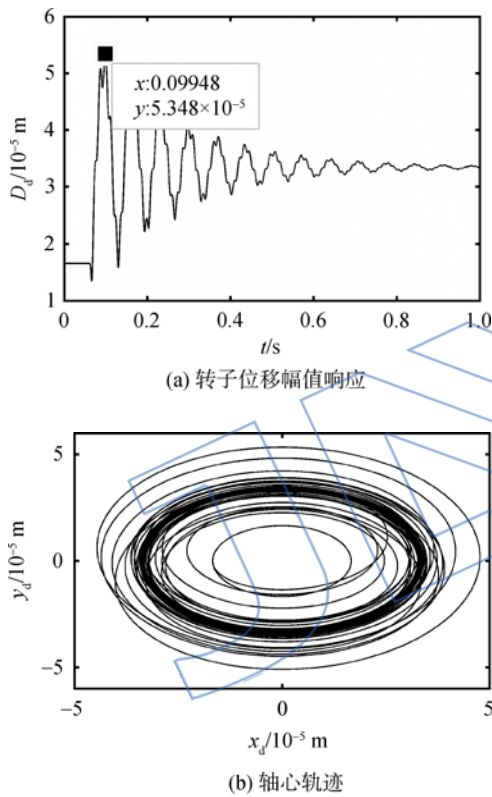
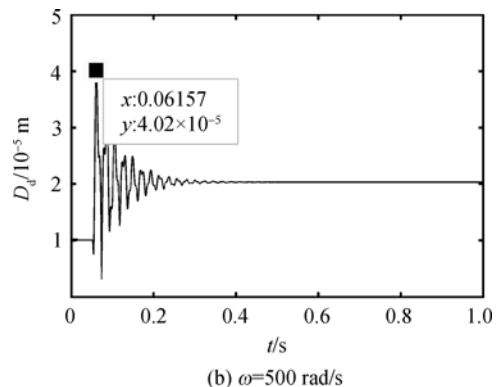
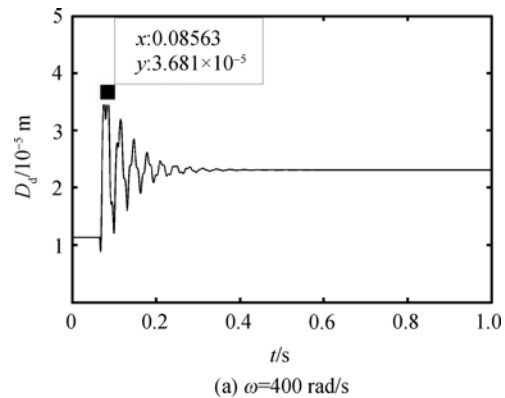


图4 传统挤压油膜阻尼器-转子系统的突加不平衡响应

Fig. 4 Sudden unbalance response of rotor system supported on traditional SFD



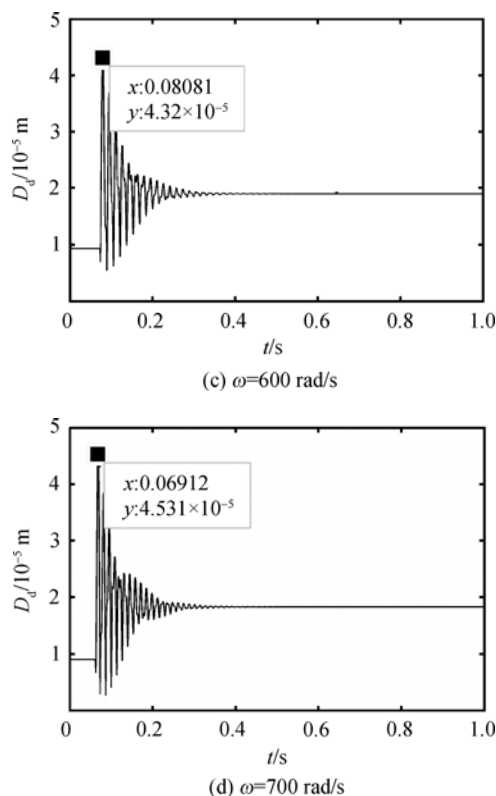


图 6 不同转速下 FSFD-转子系统的突加不平衡响应
Fig. 6 Sudden unbalance response of rotor supported on FSFD with different rotation speeds

对比不同转速时 FSFD-转子系统的突加不平衡响应可以看出,随着转速从 400 rad/s 增加到 700 rad/s,相应的突加不平衡的瞬态振幅从 3.681×10^{-5} m 增大到 4.531×10^{-5} m,瞬态过程也逐渐变长.但是当转速为 300 rad/s 时(见图 5),转子系统突加不平衡响应的瞬态振幅较大且瞬态过程较短.将 FSFD-转子系统简单地看做一个单自由度系统,由此可以计算得到其近似固有频率为 34.8691 Hz,对应的转速为 219.089 rad/s,由此可知,当 $\omega=300$ rad/s 时,转子转速靠近转子系统的临界转速,所以系统响应的瞬态振幅要大.瞬态过程短则主要是由于在大的瞬态振幅下,FSFD 提供了更大的阻尼所致.

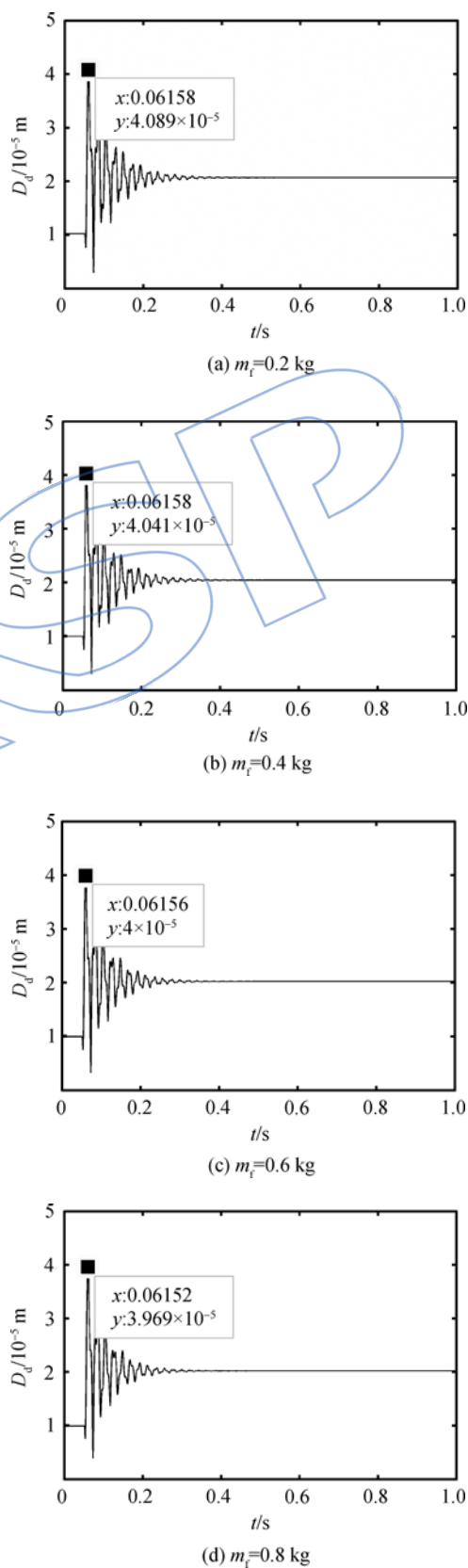
综上所述,含 FSFD 的转子系统,在靠近临界转速的时候,由于振幅较大,FSFD 能提供较大的阻尼,使转子系统较快地稳定下来,即瞬态过程较短;在远离临界转速的情况下,随着转速的增加,瞬态振幅增加,瞬态过程变长.

2.3 浮环质量对突加不平衡的影响

为了进一步研究 FSFD 抑制突加不平衡响应的性能,分别选取不同的浮环质量 $m_f=0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2$ kg,仿真计算 FSFD-转子系统

的突加不平衡响应,结果如图 7 所示.

对比不同浮环质量时,FSFD-转子系统的突加不平衡响应可以看出,随着浮环质量的增加,相应的突加不平衡的瞬态振幅从 4.089×10^{-5} m 减



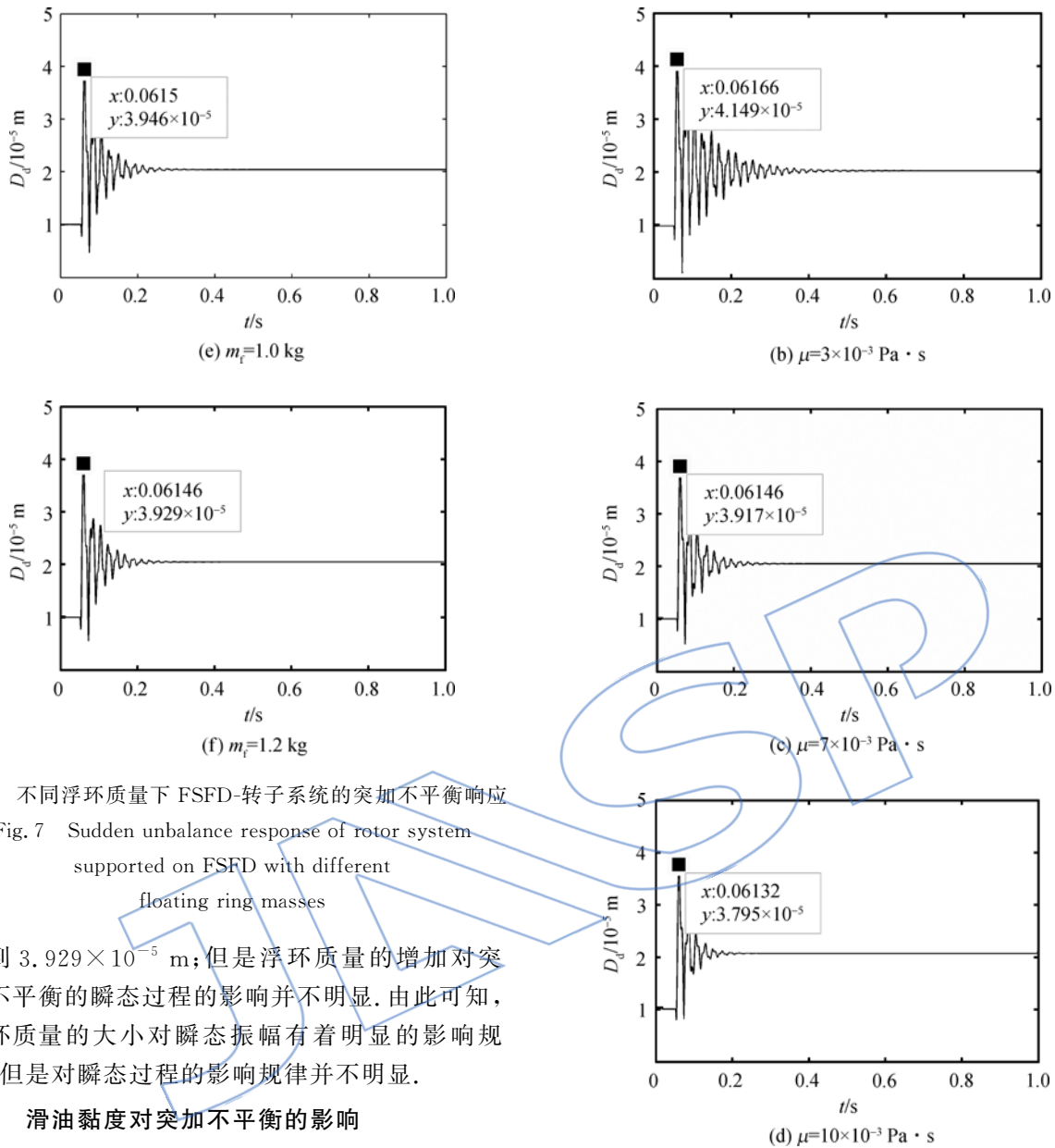


图7 不同浮环质量下FSFD-转子系统的突加不平衡响应

Fig. 7 Sudden unbalance response of rotor system supported on FSFD with different floating ring masses

小到 $3.929 \times 10^{-5} \text{ m}$;但是浮环质量的增加对突加不平衡的瞬态过程的影响并不明显.由此可知,浮环质量的大小对瞬态振幅有着明显的影响规律,但是对瞬态过程的影响规律并不明显.

2.4 滑油黏度对突加不平衡的影响

分别选取不同的滑油黏度 $\mu=1 \times 10^{-3}, 3 \times 10^{-3}, 7 \times 10^{-3}, 10 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$,仿真计算FSFD-转子系统的突加不平衡响应,计算结果如图8所示.

综合分析图8以及图5的突加不平衡响应可以看出,随着滑油黏度的增加,突加不平衡响应的

图8 不同滑油黏度下FSFD-转子系统的突加不平衡响应

Fig. 8 Sudden unbalance response of rotor system supported on FSFD with different viscosities of lubrication oils

瞬态振幅从 $4.337 \times 10^{-5} \text{ m}$ 减小到 $3.795 \times 10^{-5} \text{ m}$;另外,突加不平衡的瞬态过程也明显变短.由此可知,较高的滑油黏度有利于FSFD抑制转子系统的突加不平衡响应.

3 结论

建立了FSFD-转子系统的动力学模型,仿真计算了FSFD对转子系统突加不平衡响应,并与传统挤压油膜阻尼器-转子系统的突加不平衡响应进行了对比分析,研究表明:

1) 与传统挤压油膜阻尼器相比,FSFD 能更好地抑制转子系统的突加不平衡响应。

2) FSFD-转子系统在靠近临界转速的时候,由于转子的振幅较大,FSFD 能提供较大的阻尼,使转子系统较快地稳定下来,即瞬态过程较短;在远离临界转速的情况下,随着转速的增加,瞬态振幅增加,瞬态过程变长。

3) 浮环的质量越大,突加不平衡响应的瞬态振幅则越小,但是浮环质量的增加对突加不平衡响应的瞬态过程的影响并不明显。

4) 滑油黏度越大则突加不平衡响应的瞬态振幅越小,突加不平衡响应的瞬态过程也明显变短。

参考文献:

- [1] XING Changhu. Analysis of the characteristics of a squeeze film damper by three-dimensional Navier-Stokes equations; a numerical approach and experimental validation[D]. Akron, US; The University of Akron, 2009.
- [2] 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.
- [3] 周海仑, 罗贵火, 陈果, 等. 挤压油膜阻尼器-滚动轴承-转子耦合系统的非线性响应分析[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(4): 37-43.
ZHOU Hailun, LUO Guihuo, CHEN Guo, et al. Nonlinear dynamic analysis of a rotor supported on the ball bearings with squeeze film dampers[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(4): 37-43. (in Chinese)
- [4] 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)
- [5] 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 nonsynchronous response of a daptive squeeze film damper with metal rubber oil film ring[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(2): 390-395. (in Chinese)
- [6] Rezvani M A, Hahn E J. Floating ring squeeze film damper; theoretical analysis[J]. Tribology International, 2000, 33(3): 249-258.
- [7] 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.
- [8] Moraru L, Keith T G Jr, Dimofte F, et al. Dynamic modeling of a dual clearance squeeze film damper: Part III [R]. Washington, US; World Tribology Congress III, 2005.
- [9] Moraru L, Keith T G Jr, Dimofte F, et al. Dynamic modeling of a dual clearance squeeze film damper: Part II [J]. Tribology Transactions, 2006, 49(4): 611-620.
- [10] Moraru L, Keith T G Jr, Dimofte F, et al. A dynamic analysis of a dual clearance squeeze film damper[R]. San Francisco, US; STLE/ASME 2010 International Joint Tribology Conference, 2010.
- [11] 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: 65-77.
- [12] 周海仑, 罗贵火, 冯国全, 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] 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.
- [14] 李涛, 任兴民, 岳聪, 等. 单盘转子突加不平衡瞬态响应特征研究[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(6): 924-927.
LI Tao, REN Xingmin, YUE Cong, et al. Transient response of single-disc rotor system under sudden unbalance load[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2012, 31(6): 924-927. (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 Xinhai. 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] Sun G Y, Palazzolo A, Provenza A, et al. Long duration blade loss simulations including thermal growths for dual-rotor gas turbine engine[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 316(1): 147-163.
- [17] ZHOU Hailun, LUO Guihuo, CHEN Guo, et al. Two dynamic models of dual clearance squeeze film damper and their verification[J]. Tribology International, 2013, 66: 187-193.
- [18] Zhu C S, Robb D A, Ewins D J. Analysis of the multiple-solution response of a flexible rotor supported on non-linear squeeze film dampers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 252(3): 389-408.