

干摩擦阻尼器转子系统无模型自适应振动控制

蒋明宏, 祝长生

(浙江大学电气工程学院, 浙江 杭州 310027)

摘要: 针对采用主动式干摩擦阻尼器对转子系统的振动进行主动控制的问题, 提出了一种应用虚拟参考反馈整定技术优化初参数的无模型自适应控制策略。利用二维干摩擦动力学模型分析了主动式干摩擦阻尼器转子系统的不平衡响应, 设计与系统响应特性相匹配的振动主动控制策略; 采用紧格式的动态线性化模型设计了无模型自适应控制方法; 针对算法初参数选取困难的问题, 提出了基于虚拟参考反馈整定的控制器初参数选取方法, 讨论了离线数据生成参数的选取规则。为验证所提控制策略的有效性, 以一主动式干摩擦阻尼器双盘柔性转子系统为例进行了数值仿真。结果表明: 所提控制策略仅通过对干摩擦阻尼器进行一次参数离线整定就能够有效地控制转子系统在过临界转速区的振动; 在稳态转速下, 控制策略可以仅在振动过大时才产生作用, 使转子系统的振动保持在安全范围内。

关键词: 振动控制; 无模型自适应控制; 转子系统; 干摩擦阻尼器; 虚拟参考反馈整定

中图分类号: TB535; O347.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2024)12-2114-10

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2024.12.013

引言

转子系统是各类旋转机械的关键组成部分, 其振动水平决定了旋转机械能否安全稳定运行。尤其是当转子系统因叶片丢失、表面结垢、机械结构变形等因素出现不平衡变化, 或是在转子过临界转速区时, 如何对转子系统的振动进行有效控制就成为了旋转机械转子系统设计的一个主要问题。

近几年, 用主动式干摩擦阻尼器 (dry friction dampers, DFD) 控制转子系统的振动得到了越来越多的关注。相比于被动式 DFD, 主动式 DFD 能够根据转子运行工况的变化自动地改变阻尼器的性能参数以实现转子振动的主动控制; 同时, 主动式 DFD 的耗散特性一定程度上也保证了被控对象的自稳定性^[1], 不会引起被控系统的失稳, 具有广阔的应用前景。王四季等^[2]设计了一种电磁式主动弹支 DFD, 并进行了转子系统在升/降速过程中振动控制的相关试验, 指出通过在 DFD 摩擦副上施加大小合适的正压力, 转子系统在经过临界转速区时的振动能够被有效抑制^[3]。此外, 文献[2]还验证了应用主动式 DFD 在突变不平衡载荷情形下进行转子振动控制的可行性。为减小阻尼器的体积, 宋明波等^[4]、LIAO 等^[5]进一步设计了以压电陶瓷作为执行

机构的主动式 DFD, 但这些研究主要关注在 DFD 摩擦副界面上施加恒定的正压力。已有研究表明, 采用变正压力的主动式 DFD 可以使转子系统的振动得到更有效的控制。如 WU 等^[6]在最佳正压力的基础上通过施加特定阶数的谐波分量以增强 DFD 的减振能力。LIU 等^[7]通过在跨临界转速区施加随模态振幅变化的最佳正压力, 有效地降低了转子系统在过临界连接转速区的振动。然而, 上述研究均未给出这些正压力控制策略的闭环实施方案, 因而尚有一定的局限性。

DFD 产生的摩擦力受摩擦副接触面的运动状态、正压力、摩擦副材料等因素影响, 且存在有预位移、黏滑转换、非局部记忆等现象^[8], 这导致难以基于模型来设计 DFD 的控制算法, 因而采用基于系统 I/O 信号的数据驱动方法^[9]来设计 DFD 摩擦副上正压力的控制策略就成为了一种可行的控制方案。王四季等^[10]先用比例控制实现了弹支局部断裂情况下转子系统的振动抑制; 然后又提出了一种连续增益调度的 PI 控制方法^[11], 其中描述增益调度关系的形状参数需要人为取定。他们还对比了开-关控制与比例控制下转子系统跨临界转速区的不平衡响应, 指出通过合理选择比例系数就能够获得与施加最佳正压力相近的控制效果, 但同样未给出参数的具体整定方法^[12]。

收稿日期: 2022-11-20; 修订日期: 2023-03-02

基金项目: 国家科技重大专项资助项目 (J2019-IV-0005-0073); 国家自然科学基金资助项目 (12372059)。

无模型自适应控制^[13](model free adaptive control, MFAC)是一种数据驱动的控制方法,该方法基于实时 I/O 数据建立系统当前状态的动态线性化模型,具有无需系统模型、参数可实时更新等优点,目前有许多学者对 MFAC 在实际工程应用中的相关问题开展了研究。邓望权等^[14]提出了一种 PI 控制与 MFAC 相结合的燃气轮机转速控制方法,并采用遗传算法来获得最优的 MFAC 控制器参数。宋泽雨等^[15]用遗传算法将 MFAC 参数整定简化为步长参数寻优,以一炼油单元为研究对象说明了整定后 MFAC 的有效性。这些控制器的在线参数整定方法需要长时间的优化搜索才能获得最佳的初参数,而以虚拟参考反馈整定技术(virtual reference feedback tuning, VRFT)为代表的离线参数整定方法则能够一次完成控制器参数寻优,具有更高的效率。CAMPI 等^[16]将 VRFT 应用到 MFAC 的参数自整定中,说明了如何选取滤波函数来使得简化后的性能指标与原指标的极值点一致。金尚泰等^[17]研究了用 VRFT 对紧格式 MFAC 进行控制器参数整定的方法,并给出了时变系统伪偏导初始值的更新公式。王丹娜^[18]在此基础上用 VRFT 对全格式 MFAC 进行了控制器参数整定,通过仿真算例说明了 VRFT-MFAC 算法的有效性。尽管 MFAC 已经在各应用领域表现出了良好的控制性能,且引入 VRFT 进行参数整定后具有不需要系统模型、参数整定可离线化等优点,但目前该方法在转子系统振动控制中的应用还鲜有报道。

针对主动式 DFD 转子系统的振动控制问题,本文设计了基于虚拟参考反馈整定技术的 DFD 摩擦副上正压力的无模型自适应控制策略。首先,建立转子系统干摩擦阻尼器的二维运动的动力学模型,分析主动式 DFD 转子系统响应随阻尼器摩擦副上正压力的变化规律,提出与系统响应特性相匹配的振动控制策略。其次,基于紧格式无模型自适应控制理论,设计 DFD 的正压力控制算法;针对伪偏导初始估计值选取困难的问题,基于虚拟参考反馈整定技术设计伪偏导的初值估计方法,并结合 DFD 的动力学特性讨论离线 I/O 数据生成参数的选取规则。最后,在一主动式 DFD 双盘转子系统上进行数值仿真,对所提出的控制策略的有效性进行验证。

1 主动式 DFD 转子系统响应特性

1.1 主动式 DFD 的结构

图 1 为主动式 DFD 的结构示意图^[19],其主要由轴承座、弹性环、固定在弹性环轴颈上的动摩擦片、

固定在可轴向移动铁芯滑块上的静摩擦片、铁芯滑块、激励线圈、力传感器及限位钢珠等组成。为了减小 DFD 对弹性环的影响,DFD 的左右结构完全对称。

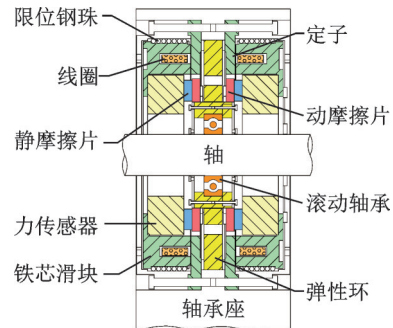


图 1 主动式 DFD 结构示意图

Fig. 1 Structure schematic diagram of the active DFD

在限位钢珠的约束下,铁芯以及静摩擦片的运动被限制在轴向。当向主动式 DFD 线圈中通入控制电流时,将在沿铁芯、气隙、定子的路径上形成磁路。在磁场的作用下,可动铁芯沿轴向挤压静摩擦片。由于环形气隙均匀,因而在动/静摩擦片接触面上产生了一个均匀的正压力^[19]。转子振动带动动摩擦片在径向平面上运动,进而使得动/静摩擦片之间产生相对滑动,在正压力的作用下在径向平面上产生摩擦力,以消耗转子的振动能量,达到减振的目的。动/静摩擦片接触面上的正压力随线圈电流而变化。当线圈电流断开时,铁芯将在复位弹簧的作用下回到原位,动/静摩擦片分离,此时阻尼器不工作。

1.2 主动式 DFD 的动力学模型

对于均匀正压力作用下的二维平面摩擦,图 2 所示的弹簧-库仑摩擦模型能够有效描述接触面上摩擦力与相对位移的关系^[20-21]。该模型将动/静摩擦片间环形接触面的运动用节点 O_i 来表示,并将该节点通过弹簧与库仑摩擦节点 O_d 连接。忽略节点 O_d 的质量, k 时刻的摩擦力将由节点 O_i 与库仑摩擦节点 O_d 的相对位置决定,即

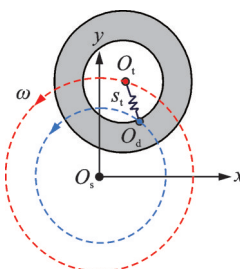


图 2 平面运动下的弹簧-库仑摩擦模型

Fig. 2 Spring-Coulumb friction model under planar motion

$$F(k) = -s_t [X_t(k) - X_d(k)] \quad (1)$$

式中 $F(k)$ 为 k 时刻的复摩擦力; s_t 为弹簧的切向刚度; $X_t(k) = x_t(k) + iy_t(k)$ 为 k 时刻节点 O_t 的复位移; $X_d(k) = x_d(k) + iy_d(k)$ 为 k 时刻节点 O_d 的复位移。

由于节点 O_d 是被动跟随节点 O_t 运动的, $X_d(k)$ 在 k 时刻无法直接得到, 因而轨迹跟踪法被广泛应用于获得点 O_d 的运动状态^[22]。该方法在每一时刻通过判定界面接触状态来更新节点 O_d 的位移。界面接触状态的判定条件为:

$$\|s_t \{X_t(k) - X_d(k-1)\}\| \begin{cases} \leq \mu N(k), & \text{黏滯状态} \\ > \mu N(k), & \text{滑动状态} \end{cases} \quad (2)$$

式中 μ 为静摩擦系数; $N(k)$ 为 k 时刻的正压力; $\|\cdot\|$ 表示对复数取模。

黏滯状态下, 库仑摩擦节点 O_d 将处于静止状态, 因而位移保持不变:

$$X_d(k) = X_d(k-1) \quad (3)$$

滑动状态下, 库仑摩擦节点 O_d 将较上一时刻产生相对位移, 对应 k 时刻的 $X_d(k)$ 为:

$$X_d(k) = X_t(k) - \frac{\mu N(k)}{s_t} \cdot \frac{d(k)}{\|d(k)\|} \quad (4)$$

式中 $d(k) = X_t(k) - X_d(k-1)$ 为 k 时刻节点 O_t 与上一时刻库仑摩擦节点 O_d 的位移差。

1.3 主动式 DFD 转子系统的振动特性

主动式 DFD 通过改变摩擦副上的正压力控制转子振动, 因此有必要获得转子响应随正压力的变化规律, 从而设计合理的控制策略。为了分析不同正压力下主动式 DFD 转子系统的振动特性, 这里选择了 Jeffcott 转子模型^[3,11,21]。取运动节点 O_t 为转子中心, 结合 1.2 节建立起主动式 DFD 双自由度转子系统处于恒定转速和匀加速运动时的动力学模型, 然后用数值积分法求解不同正压力条件下的转子响应。

图 3 和 4 分别为不同正压力条件下主动式 DFD 转子系统在稳态和恒加速运行状态下的不平衡响应曲线。结果表明, 在恒定正压力的条件下, 转子系统的临界转速将随正压力的增大而逐渐增大, 最小临界转速为 DFD 摩擦副分离 (正压力为 0) 状态下的弹支临界转速, 最大临界转速为 DFD 摩擦副完全黏滯 (正压力无穷大) 状态下的拟刚支临界转速。这是因为当正压力过大时, 结合式 (1) 和 (2) 可知界面黏滯使 DFD 处于拟刚性状态, 所以转子系统的临界转速将远大于弹支时的临界转速。另外, 在弹支临界转速区, 转子的不平衡振幅随 DFD 摩擦副上正压力的

增大而减小, 而在拟刚支临界转速区转子振幅逐渐增大, 这与其他文献的结论一致^[23]。

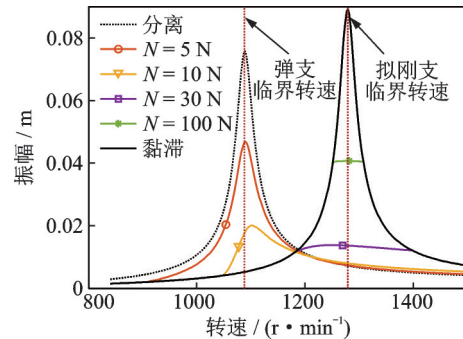


图 3 不同正压力条件下转子系统的稳态不平衡响应曲线
Fig. 3 Unbalance response curves of rotor system at steady-state under different normal forces

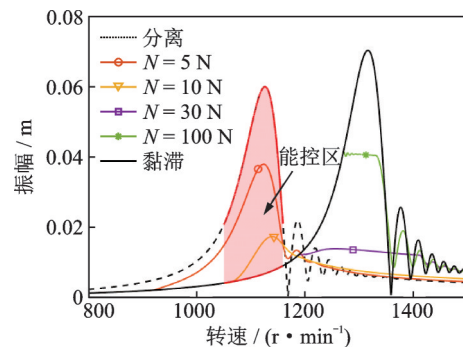


图 4 不同正压力条件下转子系统的加速不平衡响应曲线
Fig. 4 Unbalance response curves of the accelerating rotor system under different normal forces

很显然, 并非在任何转速区利用 DFD 都能够对转子系统的振动进行抑制, 为此将转速区分为振动能控区和振动非能控区。振动能控区在弹支临界转速区, 其上、下边界由 DFD 摩擦副处于分离及黏滯状态下的响应曲线所确定, 在此区间增大 DFD 摩擦副间的正压力就可以抑制转子系统的振动。非能控区在拟刚支临界转速区, 转子的振动随摩擦副上正压力的增大而增大, 改变正压力不会使转子的振动减小。

综上所述, 由于主动式 DFD 本质是通过改变阻尼器的摩擦力而不是向系统中直接输入作用力来进行转子振动的控制, 其减振性能将受到摩擦副接触状态的约束。因此, 需要结合转子系统的响应特征来设计 DFD 的正压力控制策略, 否则应用 DFD 反而可能使转子振动增强。

2 控制器设计

2.1 基于 MFAC 的主动式 DFD 正压力控制策略

本节结合 DFD 转子系统响应特性的变化规律,

提出了基于 MFAC 的主动式 DFD 正压力控制策略。对于一般的主动式 DFD 转子系统,基于 Lagrange 方程并用有限元法就能够得到系统的动力学方程:

$$M\ddot{x} + (C + \omega G)\dot{x} + Kx = f_{ub} + f_{ext} \quad (5)$$

式中 M, C, K 及 G 分别为转子系统的质量、阻尼、刚度及陀螺矩阵; \ddot{x}, \dot{x} 及 x 分别为转子系统广义加速度、广义速度及广义位移; f_{ub} 为广义不平衡力向量; f_{ext} 为广义外部力向量。本文主要考虑 DFD 的干摩擦力。

以 DFD 摩擦副上的可控正压力作为输入 u , 并以目标位置处转子的振幅作为输出 y , 将式(5)改写为由内部状态变量、输入 u 及输出 y 所描述的单输入单输出离散形式:

$$y(k+1) = f\{z_1(k), \dots, z_n(k), u(k)\} \quad (6)$$

式中 $y(k+1)$ 为 $k+1$ 时刻目标位置处转子的振幅; $z_1(k) \sim z_n(k)$ 分别为系统 k 时刻的第 $1 \sim n$ 个内部状态变量; $u(k)$ 为 k 时刻 DFD 摩擦副上的正压力大小; f 为描述状态转移过程的隐式函数。

振动控制目标为将输出 y 维持在预设振幅 y^* 以下, 紧格式的 MFAC 通过引入伪偏导数(pseudo partial derivatives, PPD)进行正压力控制算法的设计, 为了保证算法渐近稳定, 系统应满足的条件为^[9]:

条件 1: 除了有限时刻点外, 隐式函数 f 关于变量 u 的偏导数是连续的;

条件 2: 除了有限时刻点外, 转子系统满足广义 Lipschitz 条件, 即任意两个不同时刻 $k_1, k_2 \geq 0$, 若 $u(k_1) \neq u(k_2)$, 则有:

$$|y(k_1+1) - y(k_2+1)| \leq b |u(k_1) - u(k_2)| \quad (7)$$

式中 b 为正常数。

条件 3: 对于 $k \neq 0$ 的任意时刻, 当摩擦副上的正压力维持不变即 $u(k+1) = u(k)$ 时, 目标位置处转子的振幅变化 $\Delta y(k+1)$ 是有界的。

条件 4: 对于目标位置处给定的有界期望转子振幅 y^* , 存在一个有界的正压力载荷 $u^*(k)$, 使得目标位置处转子的振幅输出等于 y^* 。

条件 5: 对于任意时刻 k 以及 $\Delta u(k) \neq 0$, 系统 PPD 的符号保持不变。

上述条件 1~3 容易满足, 条件 1 是针对一般状态可控的主动式 DFD 转子系统的典型约束条件, 条件 2 表明有界的摩擦副上正压力的变化将在转子目标位置处产生有界的振幅改变, 条件 3 是用被动式 DFD 对转子系统的振动进行控制时转子系统振幅变化的一般性描述。

对于主动式 DFD 转子系统, 条件 4 与条件 5 需

要通过合理设计主动式 DFD 的正压力控制策略才能满足。结合图 3 和 4 关于主动式 DFD-转子系统动力学特性的讨论可知, 条件 4 表明转子目标位置处的期望振幅应位于能控区上下边界内, 条件 5 表明增大正压力不会导致目标位置处转子的振动增大, 即工作转速应远离非能控区。

因此, 本文设计与主动式 DFD 转子系统响应特性相匹配的振动控制策略。对于转子过临界转速区的振动控制, 应首先确定合理的工作转速区间以保证主动式 DFD 工作在能控区, 并设置处于能控区上下边界内的振幅作为期望输出; 对于转子在恒速稳态运行下的振动控制, 首先确认该转速远离非能控区, 然后将预设振幅取为高于正常运行振幅的值, 尽管这样在初始状态不满足条件 4, 但有利于转子稳态振动的实时控制。

对于满足条件 1~3 的转子系统, 当主动式 DFD 正压力增量 $\Delta u(k) = u(k) - u(k-1)$ 不为 0 时, 存在一个有界的伪偏导数 $\phi_c(k)$, 使得目标位置处转子的振幅增量可以通过以下紧格式动态线性化模型表示^[9]:

$$\Delta y(k+1) = \phi_c(k) \Delta u(k) \quad (8)$$

式中 $\Delta y(k+1) = y(k+1) - y(k)$ 为目标位置处转子振幅的增量。

式(8)建立了输出变化与正压力输入变化之间的关系, 可以基于该式设计正压力 $u(k)$ 的控制策略, 以使得目标位置处转子的振幅 $y(k+1)$ 稳定在预设振幅 y^* , 定义损失函数 $L_u(k)$ 为:

$$L_u(k) = |y^* - y(k+1)|^2 + \lambda |\Delta u(k)|^2 \quad (9)$$

式中 λ 为正压力增量的惩罚系数, 用于产生平滑的正压力输出。

通过最小化式(9)的损失函数 $L_u(k)$, 能够得到 k 时刻主动式 DFD 的最优正压力, 以使得目标位置处转子的振幅 $y(k+1)$ 与预设振幅 y^* 之间的差值最小, 将式(8)代入式(9), 对 $u(k)$ 求导并令导数为 0, 可得:

$$u(k) = u(k-1) + \frac{\rho \phi_c(k)}{\lambda + \phi_c^2(k)} [y^* - y(k)] \quad (10)$$

式中 $\rho \in (0, 1]$ 为步长因子。

由于式(10)表达的正压力控制策略中显含未知的 PPD 值 $\phi_c(k)$, 因此需要设计相应算法对其进行估计, 构造的损失函数为:

$$L_\phi(k) = \left| \Delta y(k) - \hat{\phi}_c(k) \Delta u(k-1) \right|^2 + \sigma \left| \hat{\phi}_c(k) - \hat{\phi}_c(k-1) \right|^2 \quad (11)$$

式中 $\hat{\phi}_c(k)$ 及 $\hat{\phi}_c(k-1)$ 分别为 k 及 $k-1$ 时刻的

PPD 估计值; σ 为大于 0 的惩罚系数。

将式 (11) 对 $\hat{\phi}_c(k)$ 求导并令导数为 0, 得到 $\hat{\phi}_c(k)$ 的估计算法为:

$$\hat{\phi}_c(k) = \hat{\phi}_c(k-1) + \frac{\eta \Delta u(k-1)}{\sigma + \Delta u^2(k-1)} \Delta y(k) + \frac{\eta \Delta u^2(k-1)}{\sigma + \Delta u^2(k-1)} \hat{\phi}_c(k-1) \quad (12)$$

式中 $\eta \in (0, 1]$ 为步长因子。

式(10)及(12)分别构成了正压力的输出算法及 PPD 值的估计算法, 为保证算法的稳定性, 引入如下的 PPD 估计值重置算法及正压力饱和算法:

$$\begin{cases} \hat{\phi}_c(k) = \hat{\phi}_c(1), & \hat{\phi}_c(k) > -\varepsilon \text{ 或 } |\Delta u(k-1)| \leq \varepsilon \\ N(k) = 0, & \hat{N}(k) < 0 \\ N(k) = \hat{N}_{\max}, & \hat{N}(k) > \hat{N}_{\max} \end{cases} \quad (13)$$

式中 $\hat{\phi}_c(1)$ 为 PPD 估计初值; $\varepsilon = 10^{-5}$; $\hat{N}(k)$ 为第 k 个时间步期望的正压力输出; $N(k)$ 为第 k 个时间步实际的主动式 DFD 正压力输出; \hat{N}_{\max} 为预设的正压力最大值。

2.2 基于 VRFT 的 PPD 估计初值整定

MFAC 伪偏导数 PPD 的估计初值 $\hat{\phi}_c(1)$ 将很大程度上决定控制器的性能, 然而在转子系统模型未知的情况下, 难以预先确定合适的估计初值 $\hat{\phi}_c(1)$ 。VRFT^[16] 是一种通过一组离线 I/O 数据一次性完成控制器参数整定的优化算法, 它通过最小化一给定的损失函数求得与参考模型控制性能最接近的控制器参数, 不需要对控制器参数进行在线寻优, 适用于 MFAC 的 PPD 估计初值整定。

对式(10)应用 Z 变换, 并取定 $\hat{\phi}_c(k) = \hat{\phi}_c(1)$, 步长因子 ρ 取为 1, 则控制器的开环脉冲传递函数表示为:

$$C(z, \theta) = -\frac{1}{1-z^{-1}} \frac{\hat{\phi}_c(1)}{\lambda + \hat{\phi}_c^2(1)} \quad (14)$$

在惩罚系数 λ 取定的情况下, 对 PPD 估计初值 $\hat{\phi}_c(1)$ 的整定就被转化为对控制器参数 θ 的估计。图 5 为应用 VRFT 进行参数 θ 整定的算法框图, 其中 $u_0(k)$ 及 $y_0(k)$ 分别为离线测试获得的 k 时刻的干摩擦阻尼器正压力及目标位置处转子的振幅; $r(k)$, $e(k)$ 及 $M(z)$ 分别表示由实际测试信号按特定算法逆向构建而成的虚拟参考信号、虚拟误差及虚拟参考模型。

为通过 $\hat{\phi}_c(1)$ 估计控制器开启时振幅 $y_0(k)$ 与

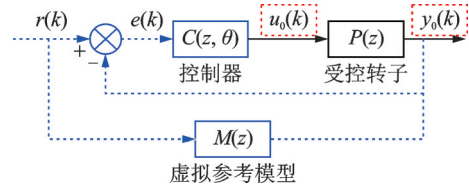


图 5 VRFT 算法框图

Fig. 5 The block diagram of VRFT algorithm

正压力 $u_0(k)$ 之间的准线性关系, 可以通过线性增加的正压力输入来产生离线 I/O 数据, 即正压力信号 $u_0(k)$ 为:

$$u_0(k) = \frac{N_{\max} k T}{T_{\max}} \quad (15)$$

式中 N_{\max} 为进行离线数据生成时的最大正压力; T_{\max} 为正压力达到最大值所需要的时间; T 为采样时间; k 为采样时刻序号, $k < T_{\max}/T$ 。

提取各个对应时刻的实际信号 $y_0(k)$ 即可得到用于控制器参数寻优的离线数据。虚拟参考模型 $M(z)$ 的引入是为了使得实际信号 $y_0(k)$ 追踪虚拟参考信号, 因此可将其设计为:

$$M(z) = \frac{1}{z} \quad (16)$$

采用式(16)生成的虚拟参考信号 $r(k)$ 领先于离线振幅信号 $y_0(k)$ 单位采样间隔的时间, 此时 $r(k)$ 及虚拟误差 $e(k)$ 可分别表示为:

$$r(k) = M^{-1}(z) y_0(k) \quad (17)$$

$$e(k) = [M^{-1}(z) - 1] y_0(k) \quad (18)$$

VRFT 通过最优化控制器参数 θ , 使得控制器在虚拟误差 $e(k)$ 下能够使受控转子系统产生与虚拟参考模型 $M(z)$ 输出一致的系统输出 $y_0(k)$, 即最小化损失函数为:

$$J(\theta) = \sum_{k=1}^W \{ P(z) C(z, \theta) e(k) - y_0(k) \}^2 \quad (19)$$

式(19)中显含被控转子系统脉冲传递函数 $P(z)$, 因此无法直接求解该最优问题。构造损失函数为:

$$J_{\text{VRFT}}(\theta) = \sum_{k=1}^W [C(z, \theta) e(k) - u_0(k)]^2 \quad (20)$$

为使式(19)和(20)取最小值时所对应的控制器参数一致, 文献[17]建议采用下式所示形式的滤波器来对虚拟误差 $e(k)$ 以及主动式 DFD 正压力 $u_0(k)$ 进行修正:

$$L(z) = 1 - M(z) z^{-1} \quad (21)$$

经由滤波器 $L(z)$ 修正后的虚拟误差 $\hat{e}(k)$ 以及主控式 DFD 摩擦副上的正压力 $\hat{u}_0(k)$ 分别可以表示为 $\hat{e}(k) = L(z) e(k)$, $\hat{u}_0(k) = L(z) u_0(k)$ 。将它们代入式(20)并将式(20)关于控制器参数 θ 求导, 可得

最优控制器参数 $\hat{\theta}$ 的表达式为:

$$\hat{\theta} = \frac{\sum_{k=1}^W \hat{u}_0(k) \beta(z) \hat{e}(k)}{\sum_{k=1}^W [\beta(z) \hat{e}(k)]^2} \quad (22)$$

其中, $\beta(z) = \frac{1}{L(z)}$ 。

进一步,令 $\lambda = \delta \hat{\phi}_c^2(1)$, 其中 δ 为人为取定的常数,能够得到 MFAC 伪偏导估计初值为:

$$\hat{\phi}_c(1) = 1/[(\delta + 1)\hat{\theta}] \quad (23)$$

基于以上算法以及 2.1 节中提出的振动控制策略,最终形成的基于 VRFT-MFAC 进行主动式 DFD-转子系统振动控制的流程总结如下:

(1) 结合目标位置处转子的响应随主控式 DFD 摩擦副上正压力的变化特点确定主动式 DFD 的各工作转速区间,并对各个区间设定合适的预设振幅;

(2) 对各工作转速区间选定用于参数整定的运行转速 $\omega_1, \dots, \omega_n$, 对过临界振动,参数整定转速选取为工作转速区间边界转速;对稳态振动,参数整定转速选择为运行转速。在这些转速下进行离线加载测试,生成 n 组 I/O 信号 $\{u(\omega_1), y(\omega_1)\}, \dots, \{u(\omega_n), y(\omega_n)\}$, 然后基于 VRFT 过程得到各工作转速区间中 MFAC 的 PPD 初值 $\hat{\phi}_1(1), \dots, \hat{\phi}_1(n)$;

(3) 实际运行时,通过转速传感器获取转子实时转速 $\omega(k)$, 当 $\omega(k)$ 处于第 i 个工作转速区间时,应用相应的 PPD 初值 $\hat{\phi}_1(i)$ 开启控制器,否则控制器保持关闭状态。

相应振动控制流程框图如图 6 所示。

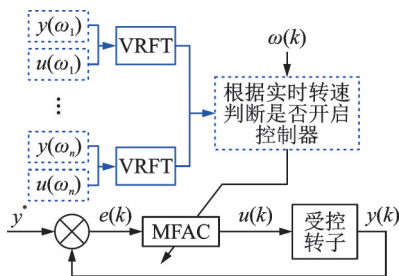


图 6 基于 VRFT-MFAC 的转子系统振动控制流程框图
Fig. 6 Flow block diagram of rotor system vibration control based on VRFT-MFAC

3 仿真结果及分析

为验证上述主动式 DFD 转子系统振动控制策略的有效性,下面将基于 Simulink 对一双盘转子系

统进行数值仿真。转子系统一共被划分为 7 个轴段,各轴段采用 Timoshenko 梁单元建模,盘以等效质量以及转动惯量的形式集总到对应节点处,最终形成的转子系统有限元模型如图 7 所示。

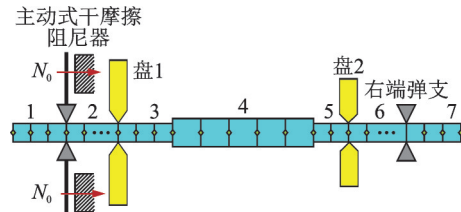


图 7 转子系统有限元模型
Fig. 7 Finite element model of the rotor system

转子材料为 45# 钢,相应物性参数为:弹性模量为 209 GPa,泊松比为 0.269,密度为 7850 kg/m³。转子系统两端安装有弹性环支承,材料为 65Mn 弹簧钢;在左端弹支处安装有主动式 DFD,摩擦副材料为铁基粉末冶金材料。各项结构参数的设计值如表 1 所示。不平衡量分别加在盘 1 以及盘 2 处,振幅均为 5 g·cm。

表 1 转子系统结构参数

Tab. 1 Structural parameters of the rotor system

参数	数值	单位
各轴段长度(1~7)	0.11/0.13/0.06/0.2/0.1/ 0.16/0.09	m
各轴段单元数(1~7)	3/4/3/5/2/4/3	—
各轴段直径(1~7)	0.02/0.02/0.02/0.03/0.02/ 0.02/0.02	m
各盘直径(1~2)	0.2/0.1	m
各盘厚度(1~2)	0.01/0.01	m
弹支刚度	5 × 10 ⁵	N/m
弹支阻尼	40	N·s/m
阻尼器切向刚度	10 ⁸	N/m
动摩擦系数	0.3	—

转子系统的第一阶临界转速为 2944 r/min。控制目标是通过所提出的控制策略改变位于节点 4 处的主动式 DFD 摩擦副上的正压力,使得转子上盘 1 处在过临界转速或稳态运行状态下的振动维持在给定水平以下。采用 4 阶 Runge-Kutta 法对式(5)进行数值求解,为了保证 DFD 摩擦力的计算精度,时间步长取为 10⁻⁴ s。

3.1 离线数据生成参数选取方法

由于转子系统振动非能控区的存在,需要合理选择离线数据生成参数来获得准确的 PPD 估计初值。针对式(15)中提出的离线 I/O 数据生成过程,

本节主要讨论生成参数,包括DFD摩擦副上最大正压力 N_{\max} 、生成时间 T_{\max} 对PPD估计初值的影响,以及离线数据生成参数的选取规则。

选取 N_{\max} 分别为1~100 N区间均布的20个工况,得到PPD估计初值随 N_{\max} 变化如图8(a)所示。图8(b)进一步给出了a,b,c三个状态点(最大正压力分别为11,61,71 N)所对应转子系统的时域响应。当最大正压力过大时,对应状态点c,摩擦副将出现黏滞现象,此时PPD估计初值出现明显偏差;若 N_{\max} 取值较大,如状态点b,此时转子系统响应与正压力变化的线性关系较差,PPD估计值存在偏差;若 N_{\max} 取值较小,如状态点a,正压力与转子系统响应间的线性化关系更好,PPD估计初值基本稳定。因此,为防止非能控区对PPD初值估计造成影响,同时使PPD估计初值能反映初始时刻正压力与振幅变化之间的准线性关系,在生成离线I/O信号时,应通过选取较小的最大正压力来获得可接受的PPD估计值。

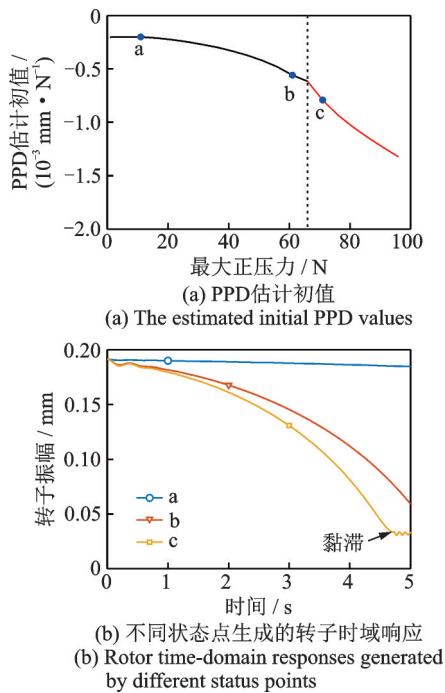


图8 应用不同最大正压力的PPD估计初值以及转子时域响应

Fig. 8 The estimated initial PPD values and rotor time-domain responses with different maximum normal forces applied

另一方面,图9给出了选取不同生成时间 T_{\max} 时得到的PPD估计初值以及各状态点的转子时域响应。当 T_{\max} 较小(状态点a~c)时,摩擦副上的正压力变化较快,此时转子系统的响应更多由瞬态特性主导;当 T_{\max} 较大(状态点d~e)时,主动式DFD正压力变化较缓慢,转子系统的响应与正压力线性

关系较好,PPD估计初值基本稳定。因此,选取较大的生成时间,整定得到的PPD估计初值更能反映转子系统的振幅与主动式DFD正压力变化之间的准线性关系。

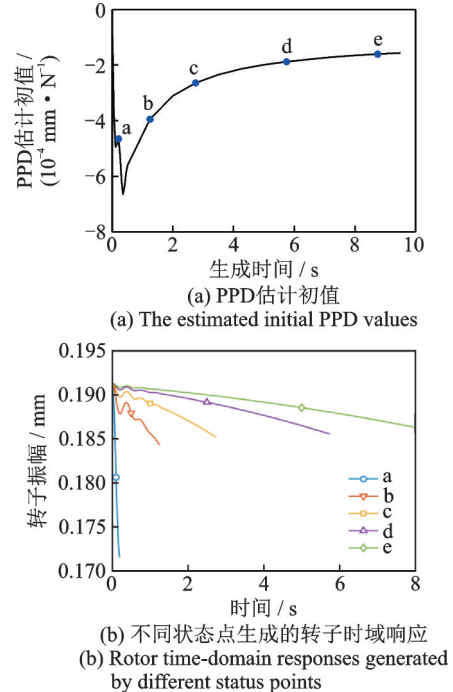


图9 应用不同生成时间的PPD估计初值以及转子时域响应

Fig. 9 The estimated initial PPD values and rotor time-domain responses with different generating time applied

3.2 转子系统过临界转速区的振动控制

该转子系统的第一阶平动临界转速为2944 r/min,为确定工作转速区,加速度取为1 Hz/s,图10给出了DFD摩擦副始终分离以及始终黏滞时盘1处转子的加速不平衡响应曲线。在第一阶临界转速附近,转子振幅将随主动式DFD摩擦副上的正压力的增大而逐渐减小,直至DFD摩擦副处于黏滞状态,满足条件5,因此能够在第一阶临界转速附近设计主动式DFD摩擦副上的正压力控制算法。

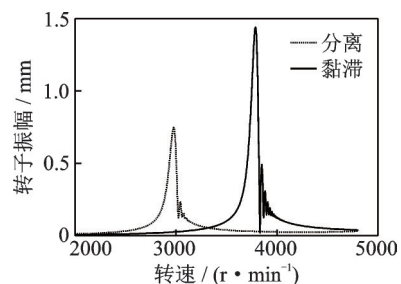


图10 摩擦界面黏滞与分离时转子的匀加速响应
Fig. 10 Uniformly accelerating responses of rotor with viscous and separated friction interfaces

取转子系统过临界转速区的工作转速区间为 2760~3200 r/min,并取能控区内的预设振幅为 0.1 mm。对于加速过程,在边界转速 2760 r/min 处进行参数整定,最终整定得到的 PPD 估计初值 $\hat{\phi}_c(1)$ 为 -0.0242 mm/N。

为说明 VRFT-MFAC 的优点,图 11 中进一步对比了本文方法与未经参数整定的 MFAC、文献 [11] 中的连续增益调度 PI 控制对转子加速过临界转速区的振动控制效果。结果表明,本文提出的控制方法能够有效控制转子的过临界转速振动,振动控制效果与文献 [11] 中方法的控制效果相当,且均优于不进行参数整定的 MFAC。然而文献 [11] 的方法需要多次参数在线寻优,本文方法仅需进行一次参数离线整定,因而具有更高的效率。

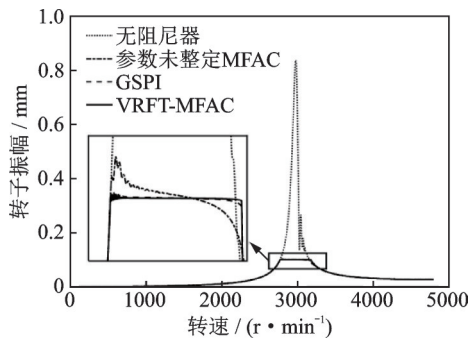


图 11 采用不同控制算法时转子的加速不平衡响应

Fig. 11 Accelerating unbalance response of rotor when different control algorithms are applied

3.3 稳态运行状态下转子系统的振动控制

图 12 为在转子稳态运行转速为 5700 r/min 时,转子盘 1 的振幅随 DFD 摩擦副上正压力的变化情况。随着 DFD 摩擦副上正压力的增大,转子振幅逐渐减小至界面处于黏滞状态而保持不变,该转速不位于非能控区内,满足条件 5,因而能够设计 DFD 正压力控制算法抑制转子振动。

在未应用 DFD 时盘 1 位置转子的振幅为 0.043 mm,为说明 2.1 节提出的预设振幅高于转子

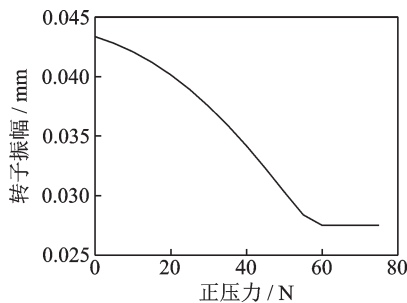


图 12 转子稳态响应随正压力的变化

Fig. 12 Variation of rotor steady-state responses with normal forces

稳态运行振幅的优点,取预设振幅为 0.08 mm,进一步将本文方法与不进行振动控制、采用被动控制的转子稳态响应以及阻尼器正压力的变化进行对比,结果如图 13 所示。在 0.5 s 开启控制器时,由于盘 1 处转子的振动仅为 0.043 mm,预设振幅高于能控区的上边界,不满足条件 4,但此时式 (13) 引入的重置算法保证了条件 5,PPD 值恒为负,结合式 (10) 可知输出正压力将保持为 0,转子振动状态维持不变;而对于被动式 DFD,由于正压力不可调,阻尼器即便在转子自由振幅较小的运行状态下仍处于工作状态,这将导致不必要的运行磨损。

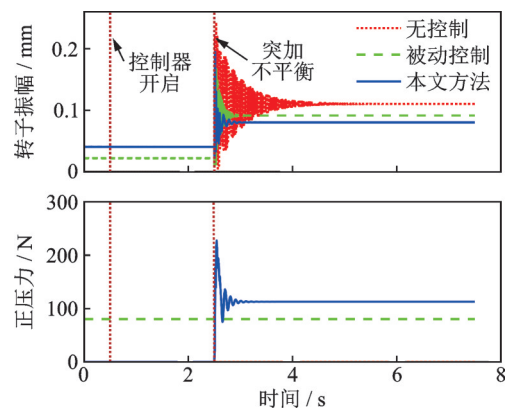


图 13 不同控制方法下转子稳态响应及正压力变化

Fig. 13 Variations of rotor steady-state responses and normal forces under different control methods

而当 2.5 s 在盘 1 处添加 12 g·cm 的突加不平衡时,转子振幅将迅速升高,主动式 DFD 将自适应地输出摩擦力使转子振幅维持在预设振幅。因此,这种控制策略能够自动实现在振动过大时进行摩擦力输出,进而最小化对原转子稳态运动的影响。

较大的预设振幅也有利于防止 DFD 进入黏滞状态,图 14 进一步给出了预设振幅取为 0.08, 0.03 mm 时(以下简称工况 1 与工况 2)盘 1 响应以及

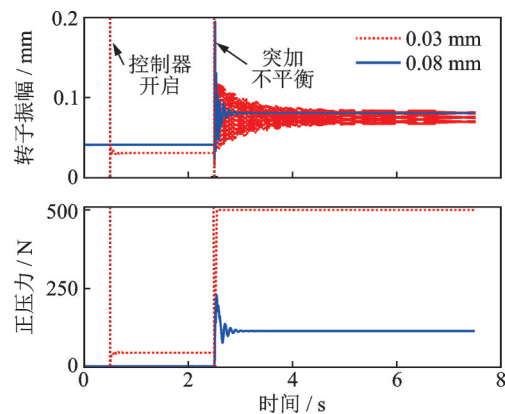


图 14 不同预设振幅对应的盘 1 响应及正压力变化

Fig. 14 Responses of disk 1 and variation of normal forces corresponding to different prescribed amplitudes

正压力的变化曲线。0.5 s 控制器开启后,工况 2 的盘 1 振幅降低至 0.03 mm,与工况 1 采用的控制策略相比仅相差 0.01 mm 左右;然而当 2.5 s 突加不平衡发生时,工况 2 中过低的预设振幅将导致正压力输出迅速增大至饱和值 500 N,使得干摩擦界面过早进入黏滞状态,响应稳定时间较工况 1 明显增加;同时,黏滞状态导致转子轴心轨迹出现偏移,工况 2 部分时刻的转子位移反而高于工况 1,对转子的振动控制不利。

4 结 论

为通过主动式干摩擦阻尼器进行转子振动控制,本文结合转子响应随干摩擦阻尼器摩擦副上正压力的变化特点,基于虚拟参考反馈整定技术设计了正压力的无模型自适应控制策略。仿真结果表明,所提出的控制策略仅需进行一次离线参数整定就能够有效将转子系统过临界转速区的振动维持在给定水平;对于稳态振动控制,该控制策略能够自适应地仅在转子振动过大时输出正压力,从而将转子的振动控制在安全范围内,并最小化对正常运行状态下转子系统动力学特性的影响,具有较高的工程应用价值。

参考文献:

- [1] SORGE F. Damping of rotor conical whirl by asymmetric dry friction suspension[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 321(1-2): 79-103.
- [2] 王四季, 廖明夫, 杨伸记. 主动式弹支干摩擦阻尼器控制转子振动的实验[J]. *航空动力学报*, 2007, 22(11): 1893-1897.
WANG Siji, LIAO Mingfu, YANG Shenji. Experimental investigation on rotor vibration control by elastic support/dry friction damper[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2007, 22(11): 1893-1897.
- [3] 王四季, 廖明夫. 主动弹支干摩擦阻尼器控制转子突加不平衡响应的研究[J]. *机械科学与技术*, 2008, 27(5): 667-672.
WANG Siji, LIAO Mingfu. Application of an active elastic support dry friction damper to controlling sudden unbalance response of rotor systems[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2008, 27(5): 667-672.
- [4] 宋明波, 廖明夫, 王四季. 折返式可控弹支干摩擦阻尼器设计及减振试验研究[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(14): 18-22.
SONG Mingbo, LIAO Mingfu, WANG Siji. Experi-

- mental investigation on the vibration reduction performance of a damper with C-shape tunable elastic support and dry friction[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(14): 18-22.
- [5] LIAO Mingfu, SONG Mingbo, WANG Siji. Active elastic support/dry friction damper with piezoelectric ceramic actuator[J]. *Shock and Vibration*, 2014 (2) : 712426.
- [6] WU Yaguang, LI Lin, FAN Yu, et al. Design of semi-active dry friction dampers for steady-state vibration: sensitivity analysis and experimental studies[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 459: 114850.
- [7] LIU Di, ZHOU Liang, ZHANG Dayi, et al. A strategy of vibration control for rotors with dry friction dampers[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2023, 29(13-14): 2907-2920.
- [8] XIAO Fucui, LI Lin, WU Yaguang, et al. A linearization method based on 3D contact model for the steady-state analysis towards complex engineering structures containing friction[C]//*Proceedings of ASME Turbo Expo 2022*. Rotterdam, The Netherlands, 2022: V08BT27A019.
- [9] HOU Zhongsheng, WANG Zhou. From model-based control to data-driven control: survey, classification and perspective[J]. *Information Sciences*, 2013, 235: 3-35.
- [10] 王四季, 廖明夫. 弹支局部断裂后主动弹支干摩擦阻尼器对转子的保护[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(11): 2026-2030.
WANG Siji, LIAO Mingfu. Protection of a rotor against violent vibrations caused by a crack in elastic supports by using active elastic support/dry friction dampers[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(11): 2026-2030.
- [11] 王四季, 廖明夫. 带弹支干摩擦阻尼器的转子振动控制策略和方法[J]. *航空动力学报*, 2011, 26(10): 2214-2219.
WANG Siji, LIAO Mingfu. Control strategy and methods of rotor systems by an elastic support/dry friction damper[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2011, 26(10): 2214-2219.
- [12] WANG Siji, LIAO Mingfu, SONG Mingbo, et al. An active elastic support/dry friction damper: new modeling and analysis for vibration control of rotor systems [C]//*Proceedings of the 10th International Conference on Rotor Dynamics*. 2018: 19-33.
- [13] HOU Zhongsheng, JIN Shangtai. A novel data-driven control approach for a class of discrete-time nonlinear systems[J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2011, 19(6): 1549-1558.
- [14] 邓望权, 田震, 王子楠, 等. 基于 PI 与无模型自适应控

- 制结合的燃气轮机转速控制方法[J]. 推进技术, 2022, 43(7): 210006.
- DENG Wangquan, TIAN Zhen, WANG Zinan, et al. Speed control method of gas turbine based on combination of PI and model free adaptive control[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(7): 210006.
- [15] 宋泽雨, 李国庆, 刘凌轩. 一种新的无模型自适应控制模型参数整定方法[J]. 化工学报, 2019, 70(9): 3430-3440.
- SONG Zeyu, LI Guoqing, LIU Lingxuan. New determination method of parameters for model-free adaptive control[J]. CIESC Journal, 2019, 70(9): 3430-3440.
- [16] CAMPI M C, SAVARESI S M. Direct nonlinear control design: the virtual reference feedback tuning (VRFT) approach[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2006, 51(1): 14-27.
- [17] 金尚泰, 赵汝莉, 侯忠生, 等. 基于虚拟参考反馈整定的改进无模型自适应控制[J]. 控制与决策, 2015, 30(12): 2175-2180.
- JIN Shangtai, ZHAO Ruli, HOU Zhongsheng, et al. Improved model free adaptive control approach with virtual reference feedback tuning[J]. Control and Decision, 2015, 30(12): 2175-2180.
- [18] 王丹娜. 无模型自适应控制器参数整定方法及应用研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2018.
- WANG Danna. Parameter tuning of model-free adaptive controller and its application[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2018.
- [19] 祝长生, 巩磊. 一种旋转机械转子系统支承结构的主动弹性环干摩擦阻尼器: CN201911026913.X[P]. 2020-11-03.
- [20] PARK Y M, KIM K J. Semi-active vibration control of space truss structures by friction damper for maximization of modal damping ratio[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(20): 4817-4828.
- [21] DOS SANTOS M B, COELHO H T, NETO F P L, et al. Assessment of semi-active friction dampers[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 94: 33-56.
- [22] AFZAL M, ARTEAGA I L, KARI L. An analytical calculation of the Jacobian matrix for 3D friction contact model applied to turbine blade shroud contact[J]. Computers & Structures, 2016, 177: 204-217.
- [23] 范天宇. 弹性支承干摩擦阻尼器转子系统减振研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.
- FAN Tianyu. Vibration reduction by elastic support dry friction damper[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2006.

Model free adaptive control of rotor system with dry friction damper

JIANG Ming-hong, ZHU Chang-sheng

(College of Electrical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: In order to apply active dry friction dampers (DFD) to the vibration control of rotor system, a model free adaptive force control scheme is proposed, where virtual feedback tuning method is exploited to tune the initial parameters. Vibration characteristics of the active DFD-rotor system are analyzed based on a two-dimensional dry friction dynamic model. And vibration control strategies are proposed to match the response characteristics of rotors. Then, a compact-form dynamic linearization model is applied to design model free adaptive control algorithm. Meanwhile, considering the cumbersome work of initial parameter tuning, a virtual reference feedback tuning procedure is used to initialize parameters for the controller and the rules to choose parameters used for off-line data generation is also discussed herein. In order to verify the efficacy of the proposed algorithm, a rotor system containing two discs is taken as the numerical example. Results reveal that, based on one single off-line parameter tuning procedure, the rotor vibration when critical speed is traversed can be efficiently controlled by the proposed control strategy. Meanwhile, for steady vibration control, the proposed strategy is able to adaptively apply controllable forces only if the vibration level is too large, in which case the unbalanced responses of rotors can be sustained within allowable range.

Key words: vibration control; model free adaptive control; rotor system; dry friction damper; virtual reference feedback tuning

作者简介: 蒋明宏(1997—),男,博士研究生。E-mail:mhjiang@zju.edu.cn。

通讯作者: 祝长生(1963—),男,博士,教授。E-mail:zhu_zhang@zju.edu.cn。