

文章编号:1000-8055(2011)10-2214-06

带弹支干摩擦阻尼器的转子振动控制 策略和方法

王四季, 廖明夫

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 根据弹支干摩擦阻尼器的特点, 提出弹支干摩擦阻尼器控制转子振动的方案, 建立了基于主动弹支干摩擦阻尼器的比例积分控制 (PI 控制) 和连续增益调度比例积分控制 (连续 GSPI 控制) 方法, 对两种控制方法控制转子通过临界转速的振动进行了理论分析、数值仿真和试验验证, 并分析了其特点。

关 键 词: 转子振动控制; 弹支干摩擦阻尼器; 控制策略; 比例积分控制 (PI 控制);
连续增益调度比例积分控制 (连续 GSPI 控制)

中图分类号: V231.9

文献标志码: A

Control strategy and methods of rotor systems by an elastic support/dry friction damper

WANG Si-ji, LIAO Ming-fu

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A proportional integral (PI) controller and continuous gain scheduling proportional integral (GSPI) controller for active control of rotor vibration were developed, according to the characteristics of elastic support/dry friction damper (ESDFD). The theoretical analyses and numerical simulation results show that it is very effective to reduce rotor vibration around the first critical speed by using these control algorithms. Moreover, the continuous GSPI controller has the advantage of giving a well-behaved rotor run-up while maintaining the efficient controlled behavior to attenuate the amplitude of vibration of the first critical speed.

Key words: vibration control of rotor systems; elastic support/dry friction damper; control strategy; proportional integral (PI) controller; continuous gain scheduling proportional integral (GSPI) controller

现代航空发动机的主轴系统工作转速很高, 属于高速转子系统。高速转子系统为了减轻质量, 常采用柔性转子系统, 其临界转速较低, 工作转速往往在其一阶临界转速之上。因此, 转子在起动、加速或停车、减速过程中必须多次通过临界转速, 此时转子系统就会共振, 导致强烈的振动。转子系

统在通过临界转速时, 其共振振幅正比于转子不平衡量、临界转速, 反比于阻尼系数, 并与通过临界转速时的升降速率有关^[1]。弹支干摩擦阻尼用于转子振动控制已经取得了很好的效果^[2-5], 而具有主动控制功能的弹支干摩擦阻尼器, 具有快速响应、控制参数简单的特点^[6]。因此, 根据转子通

收稿日期: 2011-02-18; 修订日期: 2011-05-03

作者简介: 王四季 (1981-), 男, 安徽濉溪人, 讲师, 博士, 主要从事转子振动控制与故障诊断方向的研究。

过临界转速的振动特点,研究合适的控制策略和方法实时控制主动弹支干摩擦阻尼器动、静摩擦片之间的正压力,从而控制阻尼器附加到转子系统的阻尼和支承刚度,实现对转子通过临界转速区域振动的寻优控制,具有重要的工程实践意义。

转子振动控制器的设计有很多方法,大多是沿用经典控制理论中的 PID(proportion integration differentiation)控制和现代控制论中的各种方法,如文献[7-8]和文献[9-10]采用 H^∞ 控制、最优控制法等控制转子通过临界转速区域的振动。由于目前干摩擦系统的动态特性还不能完全被人们掌握^[11],很难得到干摩擦-转子系统精确的数学模型,难以满足应用现代控制理论进行分析。综合各种要求,采用 PID 控制,不仅在工程上易于实现,而且它在自动调节控制的基础上还保留人工参与管理和具有参数便于调整的特点。在 PID 控制中,积分环节具有很好的使控制系统稳定的作用,而微分环节容易使系统产生振荡现象^[12]。因此,采用比例积分控制(PI 控制)和连续增益调度比例积分控制(连续 GSPI 控制)方法对转子通过临界转速区域的振动控制效果进行了理论分析和实验验证。

1 弹支干摩擦阻尼器主动控制转子振动的策略

图 1 是文献[4]中带有弹支干摩擦阻尼器转子系统被动控制时不同正压力下幅频特性的曲线。其中,按照箭头所指方向正压力 N 依次增大,其正压力分别为 1、10、25、50、100、300、500 N 和 800 N。从图中可以看出,在临界转速区域振动幅值随着 N 的增加先减小,后又开始增加,需进行寻优控制。同时,由幅频特性曲线可以看出,临界

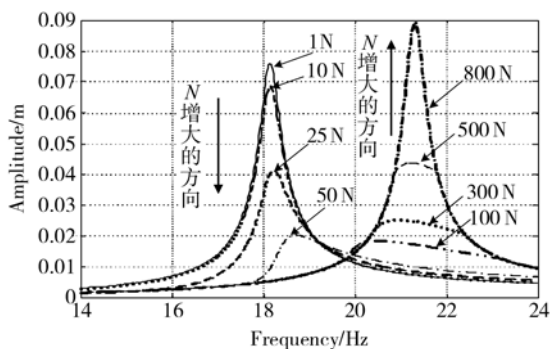


图 1 不同正压力幅频特性曲线的比较

Fig. 1 Comparing with diagrams of BODE with different pressures

转速随着 N 的增加而提高,改变了转子系统的临界转速。

根据上述弹支干摩擦阻尼器对转子减振特性可知,必须根据转子动力学特性采取一定的控制策略,才能到达寻优控制转子振动的目的,即由转子幅频特性的曲线选择合适的控制转速区间(临界转速区域),在控制转速区间内,对弹支干摩擦阻尼器施加在转子上的干摩擦阻尼进行寻优控制,其他转速区间,不对转子施加干摩擦阻尼,这样,既能达到控制转子振动的目的,又不会改变转子非控制转速区域的动力学特性。

2 基于主动弹支干摩擦阻尼器的控制方法

2.1 PI 控制

1) PI 控制器设计

针对文献[13]中带有弹支干摩擦阻尼器转子系统设计 PI 控制器,PI 控制器输入到功率放大器的电压为

$$u(t) = k_p \times e(t) + k_i \int e(t) dt \quad (1)$$

式中 $u(t)$ 为控制输入电压, k_p 为比例系数, k_i 为积分系数, $e(t) = A_r - A_t$ 是检测的振幅偏差信号, A_r 是参考振动幅值, A_t 转子圆盘处测到的实时振动幅值。

2) 系统仿真

采用 MATLAB 的 Simulink 来搭建系统的仿真模型。考察主动弹支干摩擦阻尼器对转子振动的控制效果。

取比例系数 k_p 和积分系数 k_i 分别为 2.5 和 3.5, $A_r = 0.42 \times 10^{-3}$ m。

图 2 是当转速在 1680~1820 r/min 区域内,施加 PI 控制,仿真得到的转子幅频响应曲线,即在临界转速区域使用 PI 控制时的幅频响应曲线。其中,图 2(a)是控制过程的幅频曲线,图 2(b)是控制过程的电磁铁电压曲线。

从图 2 可以看出,带有转速区间(1680~1820 r/min)的 PI 控制要比文献[5]中简单被动控制有优势,不仅能够有效降低转子通过临界转速区域的振动,又不改变转子系统的临界转速特性。由图 2(b)可以看出,在控制器刚打开时,以及在转子临界转速区域,控制电压明显增大,表明所设计的 PI 控制器能够根据振动幅值大小控制转子通过临界转速区域振动。

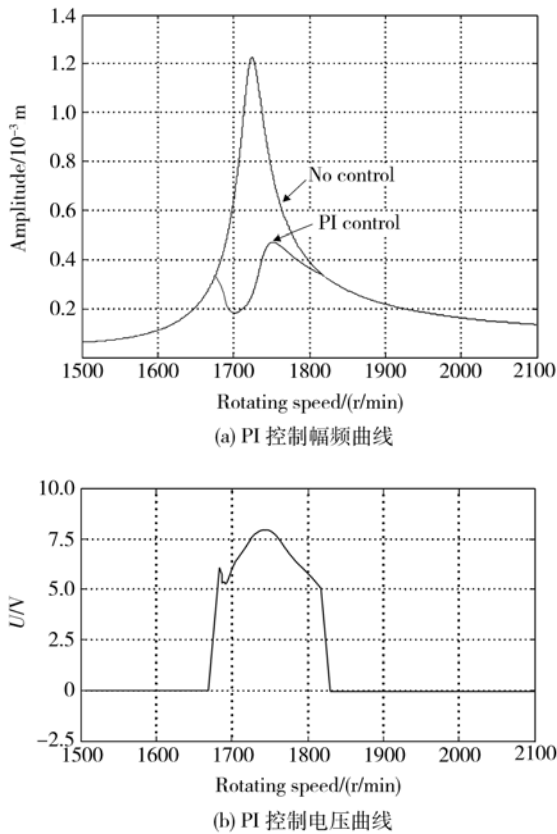


图2 增速过程的幅频特性及控制电压(PI控制)

Fig. 2 Simulation diagrams of BODE and control voltage with PI controller

2.2 连续增益调度PI控制(连续GSPI控制)

对主动弹支干摩擦阻尼器,由于干摩擦滞迟特性的影响,使用固定比例和积分系数的PI控制

器控制转子通过临界转速区域的振动时,在振动偏差较小时,出现不稳定,而在振动偏差较大时振动控制效果不明显(如图2所示).因此,需要根据干摩擦阻尼器的特点,设计一种控制器,使得比例系数和积分系数能够根据振动偏差的大小实时变化,即在振动偏差较小时给定较小的比例系数和较大的积分系数,在振动偏差较大时给定较大的比例系数和较小的积分系数,利于系统的稳定和较好的控制效果.

文献[14]中的连续增益调度比例积分控制器,通过调度控制器增益使系统在不同的控制转速区域和不同的振动偏差信号下运行不同的控制律,以处理系统的非线性问题,对解决弹支干摩擦阻尼器控制转子通过临界转速的振动具有重要的借鉴意义.

1) 基于弹支干摩擦阻尼器的连续GSPI控制器设计

根据文献[14]中的GSPI控制器的原理,基于弹支干摩擦阻尼器的GSPI控制器的结构如图3所示,其上层驱动事件是转子的转速,完成临界转速区域的确定(即模态的调度,如1/2临界转速区域、1阶临界区域等)及参数调整, $G_c(s)$, $G_a(s)$, $G_d(s)$ 和 $G_t(s)$ 分别是控制器、功率放大器、位移传感器和信号调理器的传递函数,它们都为比例传递函数; k_p 和 k_i 分别为比例系数和积分系数; u 和 U 分别是控制输出电压和功率放大后电压.

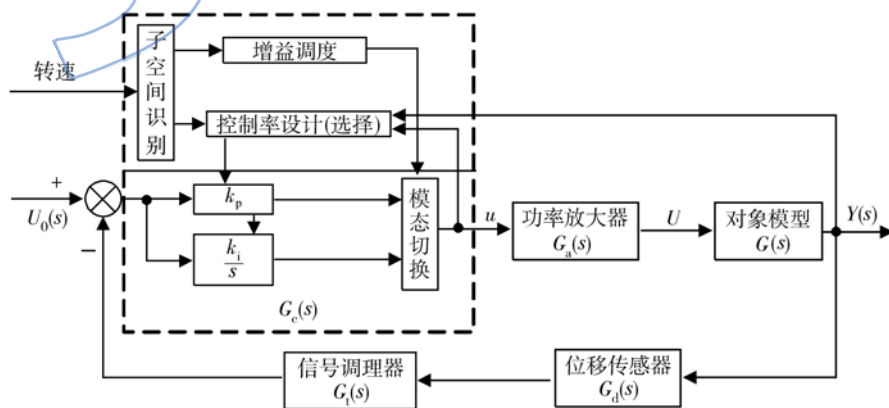


图3 GSPI控制器工作原理

Fig. 3 Principle of GSPI controller

采用连续GSPI控制,控制器实时输入到功率放大器的电压为

$$u(t) = k_p(t) \times e(t) + k_i(t) \int e(t) dt \quad (2)$$

式中 $e(t) = A_r - A(t)$, 并且比例系数 $k_p(t)$ 和积分

系数 $k_i(t)$ 都是振动幅值偏差 $e(t)$ 的函数.

比例系数 $k_p(t)$ 的数学表示^[8]如下:

$$k_p(t) = k_{pmax} - (k_{pmax} - k_{pmin}) \exp[-(a|e(t)|)] \quad (3)$$

式中 a 是常数, k_{pmax} 和 k_{pmin} 是比例系数 k_p 的最大

值和最小值. 由式(3)可知, 比例系数 k_p 是通过振动幅值偏差 $e(t)$ 自动调节的, 即当转速通过临界转速时, 振动偏差 $e(t)$ 较大, 指数项趋近于 0, k_p 达到最大 k_{pmax} , 此时较大的比例系数势必会使得动、静摩擦片之间的正压力加大, 从而使得转子振动迅速减小, 在刚打开控制器和接近控制器关闭的转速点时, 振动偏差较小指数项趋近于 1, k_p 达到最小 k_{pmin} , a 的大小决定 k_p 在 k_{pmax} 和 k_{pmin} 之间调节的快慢.

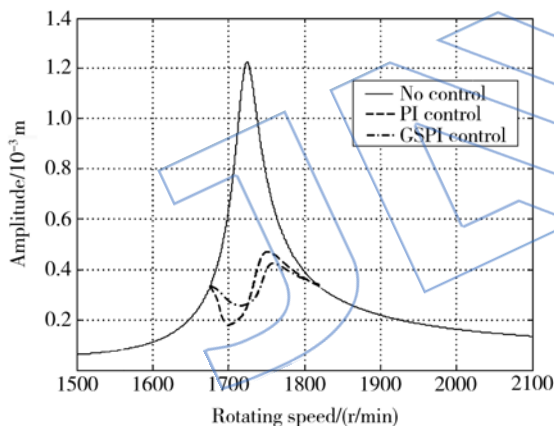
积分系数 $k_i(t)$ 的数学表示^[8]如下:

$$k_i(t) = k_{imax}(1 - a(t)) \quad (4)$$

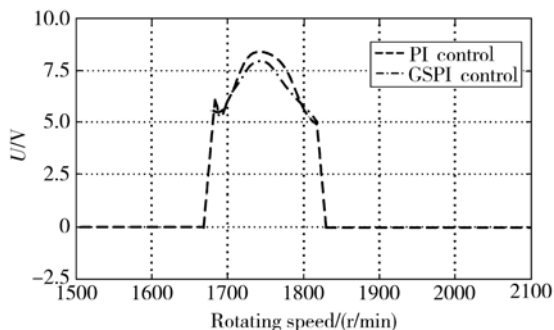
式中 k_{imax} 是增益系数的最大值, $0 \leq a(t) \leq 1$. k_i 随着 $a(t)$ 的变化而变化, 其变化范围为 $0 \leq k_i \leq k_{imax}$. 若转子振动比较小, 此时较大的积分系数可以减小振动偏差信号从而引起系统的不稳定; 当转子振动比较大时, 较小的积分系数可以减小系统的振荡.

2) 系统仿真

图 4 是采用文献[13]中转子系统简化模型,



(a) 连续 GSPI 控制幅频曲线



(b) 连续 GSPI 和 PI 控制电压

图 4 不同控制方法下的增速过程

Fig. 4 Simulation diagrams of BODE and control voltage with GSPI controller by different control methods

当转速在 1680~1820 r/min 区域内, 施加连续 GSPI 控制, 仿真得到的转子幅频响应曲线, 即在临界转速区域使用连续 GSPI 控制时的幅频响应曲线. 其中, 图 4(a) 是不同控制过程的幅频曲线, 图 4(b) 是不同控制过程的电磁铁电压曲线.

由图 4 可以看出, 连续 GSPI 控制在转子振动较小和较大时, 与控制器设定的目标一致, 即在转子振动信号偏差较小时, 以较小的比例系数和较大的积分系数控制, 利于系统的稳定, 而在振动偏差信号较大时, 以较大的比例系数和较小的积分系数控制, 利于迅速减小转子振动和减小系统的振荡, 与 PI 控制比较具有较好的控制效果.

综上所述, 相同条件下, 基于 PI 控制和连续 GSPI 控制方法的主动弹支干摩擦阻尼器, 均能有效控制转子通过临界转速区域的振动. 但在抑制转子通过临界转速振动过大、减小系统振荡和增大系统的稳定性方面, 具有非线性特征的连续 GSPI 控制方法较 PI 控制有优势.

3 实验考核

3.1 实验装置

采用文献[13]中的主动弹支干摩擦阻尼器的结构与实验装置, 在控制过程中, 振动信号选择圆盘处的水平振动位移信号.

3.2 实验过程

为了研究上述两种控制方法对转子通过临界转速振动的控制效果以及振动控制下的转子系统振动特征, 主要进行以下实验:

1) 主动弹支干摩擦阻尼器均不加控制电压, 转子从 200 r/min 均匀增速到 2700 r/min, 测定转子的幅频曲线, 以便确定增速过程中, 实施过临界区域振动控制的转速范围.

2) 根据实验过程 1) 中的幅频曲线, 设置转子从 200 r/min 均匀增速到 2700 r/min 过程中的控制转速区域, 在转速区域内, 控制主动弹支干摩擦阻尼器的电磁铁电压, 使得控制电压分别按照 PI 控制和 GSPI 控制方法给定. 临界转速区域的振动幅值参考值 $A=200 \mu\text{m}$, 非临界转速区域的 $A=80 \mu\text{m}$.

3.3 实验结果与分析

图 5 是按照实验过程 1) 没有施加控制, 转子从 200 r/min 均匀增速至 2700 r/min 的幅频曲线. 从图中可看出, 转子的临界转速大约在 1630 r/min 左右. 根据增速的幅频曲线, 设定增速的控制区域

分别为 1500~1700 r/min.

当转子增速在 1500~1720 r/min 时,分别用 PI 控制和 GSPI 控制转子通过临界转速区域的振动;在其他区域的振动增大应根据振动增大的原因进行相应的控制.如图 5 所示,转子振动在 1/2 临界时振动幅值较大的控制也分别采用控制策略中 PI 控制和 GSPI 控制法.在以上控制区间内主动弹支干摩擦阻尼器工作,动摩擦片和静摩擦片之间的正压力根据相应的控制方法进行调整;区间之外主动弹支干摩擦阻尼器不工作,即动摩擦片和静摩擦片不接触,不提供转子系统附加阻尼和附加刚度.

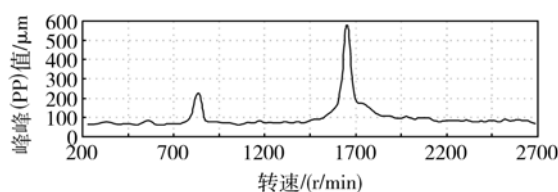


图 5 无控制时圆盘处的幅频曲线

Fig. 5 Diagram of BODE without control

图 6 和图 7 是按照实验过程 2),在增速区间 1500~1700 r/min 分别使用 PI 控制和 GSPI 控制方法控制与无控制时,圆盘处的幅频曲线.在 1/2 临界转速(815 r/min)区域内也是分别按照上述方法进行控制.图 8 是这一控制过程中,主动弹支干摩擦阻尼器的电磁铁的控制电压.图 9 是 PI 控制和 GSPI 控制效果的比较.

从图 6 和图 7 可以看出,上述两种控制方法在控制区域内的振动幅值大幅减小,在临界转速区域内振动幅值减小最明显,最大减幅为 65%,并且转子的动力学特性在非控制区域也没有发生变化.

综合图 6~图 9,可知连续 GSPI 控制,即在转子通过临界转速区域时,控制器的比例系数和积分系数能够根据转子振动的大小进行实时调整.在振动偏差信号较大的临界转速区域时,给定较大的比例系数以增大控制输出使转子振动幅值尽可能快地达到设定值;而当振动偏差信号较小时,给定较大的积分系数以克服稳态偏差引起的系统不稳定,这样就实现连续增益调度.连续 GSPI 控制能够有效控制转子通过临界转速区域的振动,并且在抑制转子通过临界转速振动过大、减小系统振荡和增大系统的稳定性方面,与 PI 控制相比较有优势.同时该方法在连续调整参数方面,与插值方法相比,不需要在现场设定很多系

数,同时也不需要查表和进行插值计算,提高了控制效率.

实验结果与理论分析结果一致,所设计的控制方法能够达到控制目的.

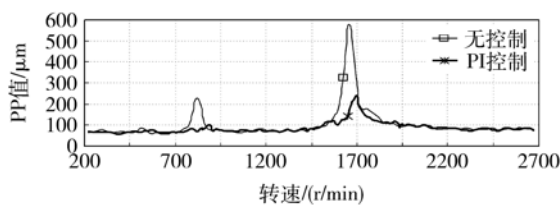


图 6 PI 控制时圆盘处的幅频曲线

Fig. 6 Comparing with diagrams of BODE without damper and with PI controller

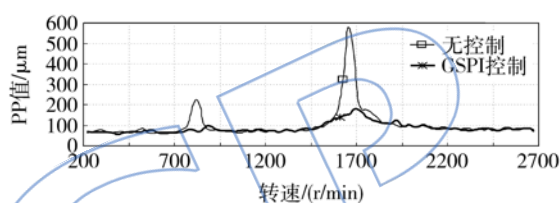


图 7 GSPI 控制时圆盘处的幅频曲线

Fig. 7 Comparing with diagrams of BODE without damper and with GSPI controller

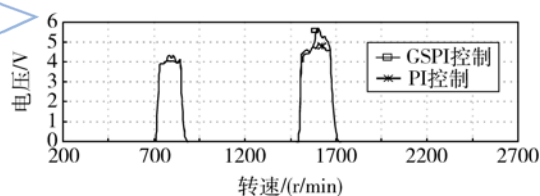


图 8 PI 和 GSPI 控制时电磁铁的控制电压曲线

Fig. 8 Control voltage of PI and GSPI controller

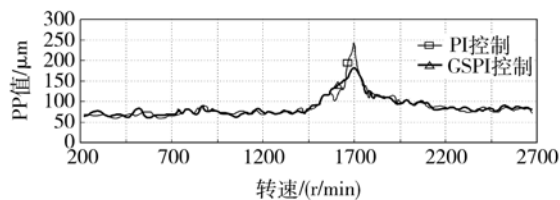


图 9 PI 控制与 GSPI 控制效果比较

Fig. 9 Comparing with diagrams of BODE with PI and GSPI controller

4 小 结

本文结合主动弹支干摩擦阻尼器对转子减振的特点,制定了控制策略和建立了 PI 控制和连续 GSPI 控制方法,用于控制转子通过临界转速区域

的振动,并对其控制效果和控制特点进行了理论分析、系统仿真和实验考核,得到如下结论:

1) 根据转子动力学特性确定转子振动的控制转速区域是可行的,既能达到控制转子振动的目的,又不改变非控制区域的转子动力学特性;

2) PI 控制和 GSPI 控制均能有效地控制转子通过临界转速的振动,但 GSPI 控制对具有非线性特征的干摩擦阻尼器具有明显优势;

3) 理论分析和实验结果是一致的,验证了理论模型的正确性。

参考文献:

- [1] 李文忠,王黎钦.高速转子系统振动控制技术评述[J].机械强度,2005,27(1):44-49.
LI Wenzhong, WANG Liqin. Review on vibration control technology of high-speed rotor system[J]. Journal of Mechanical Strength, 2005, 27(1): 44-49. (in Chinese)
- [2] 范天宇,廖明夫.转子干摩擦阻尼器及其减振机理[J].机械科学与技术,2003,22(5):743-745.
FAN Tianyu, LIAO Mingfu. Dynamic behavior of a rotor with dry friction dampers [J]. Mechanical Science and Technology, 2003, 22(5): 743-745. (in Chinese)
- [3] 范天宇,廖明夫,王俨凯.弹性支撑干摩擦阻尼器减振试验研究[J].机械科学与技术,2005,24(9):1062-1065.
FAN Tianyu, LIAO Mingfu, WANG Yankai. Experimental investigation of dry friction damper with elastic support [J]. Mechanical Science and Technology, 2005, 24(9): 1062-1065. (in Chinese)
- [4] 范天宇.弹性支承干摩擦阻尼器减振研究[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. (in Chinese)
- [5] 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研究[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. (in Chinese)
- [6] 王四季.主动弹支干摩擦阻尼器控制转子振动的技术研究[D].西安:西北工业大学,2008.
WANG Siji. Vibration control techniques for rotor systems by an active elastic support/dry friction damper [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2008. (in Chinese)
- [7] 骆志明,冯庚斌,顾家柳.转子动力系统时滞 H^∞ 控制[J].振动工程学报,1998,11(3):317-321.
LUO Zhiming, FENG Gengbin, GU Jialiu. H^∞ control with time delay for rotor dynamic system[J]. Journal of Vibration Engineering, 1998, 11(3): 317-321. (in Chinese)
- [8] 刘雍,顾家柳,朱钧.可控挤压油膜阻尼器轴承主动鲁棒 H^∞ 控制转子系统振动[J].振动工程学报,1996,9(1):69-74.
LIU Yong, GU Jialiu, ZHU Jun. Active robust H^∞ control for vibration of rotor dynamic system by controlled squeeze film damper bearing[J]. Journal of Vibration Engineering, 1996, 9(1): 69-74. (in Chinese)
- [9] 王加春,李旦,董申.机械振动主动控制技术的研究现状和发展综述[J].机械强度,2001,23(2):156-160.
WANG Jiachun, LI Dan, DONG Shen. Review of mechanical active vibration control technique[J]. Journal of Mechanical Strength, 2001, 23(2): 156-160. (in Chinese)
- [10] 贺尔铭,顾家柳,陈心海.航空发动机转子振动主动控制系统的综合设计[J].西北工业大学学报,1996,14(3):371-375.
HE Erming, GU Jialiu, CHEN Xinhai. Synthetic active vibration control for rotor system of aero-engines[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 1996, 14(3): 371-375. (in Chinese)
- [11] 陈燕生,沈心敏,闻英梅,等.摩擦学基础[M].北京:北京航空航天大学出版社,1991.
- [12] El-Shafei A. Active control algorithms for the control of rotor vibrations using hybrid squeeze film dampers[J]. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 124(3): 598-607.
- [13] 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 control sudden unbalance response of rotor systems [J]. Mechanical Science and Technology, 2008, 27(5): 667-672. (in Chinese)
- [14] 马俊功,王世富,王占林.电液伺服系统的一种非线性控制方法[J].液压与气动,2006(3):6-8.
MA Jungong, WANG Shifu, WANG Zhanlin. Nonlinear control for the electro-hydraulic servo system[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2006(3): 6-8. (in Chinese)