

doi: 10.11830/ISSN.1000-5013.201704047



采用自适应模糊 PID 控制的 多级齿轮振动主动控制

张 锋, 李 海 燕, 汪 涵, 孙 文 豪, 罗 顺 安

(华侨大学 机电及自动化学院, 福建 厦门 361021)

摘要: 针对齿轮传动系统在动态激励的作用下产生的多谐波复杂振动,设计一种在低速轴和高速轴分别安装压电促动器的主动控制结构;提出一种将传统 PID 控制和自适应算法相结合的自适应模糊 PID 算法,抑制能量较高的多个谐波振动.在 ADAMS 平台建立齿轮传动系统虚拟样机,作为被控对象子模块,并在 MATLAB/Simulink 平台上加载控制算法对系统进行联合仿真.仿真结果表明:在不同转速下,自适应模糊 PID 控制算法对谐波振动具有良好的控制效果,且优于经典 PID 控制.

关键词: 齿轮传动系统; 振动主动控制; 自适应模糊 PID 控制; 控制逻辑; 谐波振动

中图分类号: TB 535; N 945.13 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2017)05-0619-06

Multi-Stage Gear Vibration Active Control Using Adaptive Fuzzy PID Control

ZHANG Feng, LI Haiyan, WANG Han,
SUN Wenhao, LUO Shun'an

(College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University, Xiamen 361021, China)

Abstract: Aiming at controlling multi-harmonic complex vibration generated by dynamic excitation of gear transmission system, an active control structure with piezoelectric actuators mounted on low-speed shaft and high-speed shaft was designed. A controller which was based on the fuzzy adaptive PID algorithm combined with traditional PID control and adaptive algorithm was proposed to suppress the energy of multiple harmonic vibrations. The virtual prototype of the gear transmission system was established as a controlled object on the ADAMS platform, and the system was simulated by loading the control algorithm on the MATLAB/Simulink platform. The simulation results show that the adaptive fuzzy PID control algorithm has a good control effect on the harmonic vibration at different rotational speeds, and it achieves better control performance than the classical PID control algorithm.

Keywords: gear transmission system; active vibration control; adaptive fuzzy PID control; control logic; harmonic vibration

随着航空、航天、机器人等领域的不断发展,对于齿轮精度、齿轮振动与噪声的要求也越加苛刻.降低齿轮振动^[1-2]可以改善工作环境,显著地提高机械装备的工作寿命和可靠性.齿轮传动为非线性时变系统,单靠被动控制无法解决齿轮系统的振动问题,需加入主动控制算法才能更有效地限制齿轮系统的

收稿日期: 2017-04-16

通信作者: 张锋(1979-),男,讲师,博士,主要从事机械振动与噪声控制、汽车系统动力学研究. E-mail: zhangfeng@hqu.edu.cn.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51405169);福建省自然科学基金面上资助项目(2015J01636)

驱动. 齿轮传动系统的内部激励是具有周期性的, 产生的振动能量主要集中在齿轮啮合频率及其谐波频率处, 因此, 降低主要频率处的振动就能抑制齿轮系统整体的振动, 国内外已有学者对此展开研究. Guan 等^[3]提出采用单只压电促动器构建齿轮主动控制结构, 利用促动器的主动控制力来抑制齿轮的啮合振动. Belanger 等^[4]建立了一个直升机传动系统的有限元模型, 利用压电促动器来控制齿轮箱的振动传播. 李以农等^[5]利用 FxLMS 算法对齿轮系统进行主动控制. 范振华^[6]设计了单级齿轮传动系统, 搭建振动主动控制平台, 并采用 PID 控制和模糊控制作为控制器核心. 以上研究主要是围绕单级齿轮传动的主动控制进行的. 多级齿轮的振动耦合更为复杂, 除了单轴模态和轴间耦合模态外, 还派生出新的模态, 使得振型分布较密, 振动频率成分复杂. 本文在齿轮系统的输入轴和输出轴上各安装压电促动器, 提出一种自适应模糊 PID (adaptive fuzzy PID, AFPID) 控制策略来抑制箱体的振动, 并验证这种主动控制对于抑制齿轮传动过程中的径向振动的有效性.

1 多级齿轮传动机构的主动控制结构建模

齿轮加工误差、齿轮刚度的时变性、外载荷的变化,以及啮合冲击等因素都会产生影响齿轮传动的啮合激励^[7].在激励源附近添加一个控制力,可以有效地降低啮合激励.文中设计一种内置压电促动器的齿轮传动主动控制结构,如图1所示.图1中:调速驱动电机满足速度大范围可调、速度波动较小的要求;测功机包括磁粉制动器和转矩传感器两部分构成;压电促动器是一个利用压电陶瓷的逆压电效应,通过施加外部电场,将电能转化为机械能的装置^[8].图2为主动控制机构内部的放大图.图2中:压电促

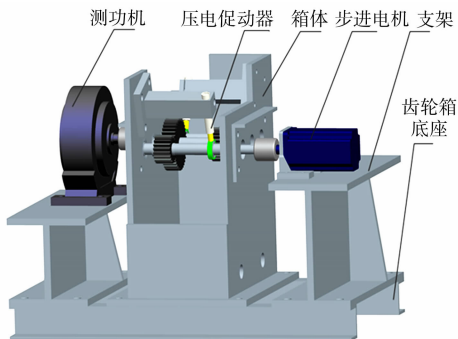


图 1 内置压电促动器的齿轮传动主动控制机构

Fig. 1 Built-in piezoelectric actuator

gear transmission system control mechanism

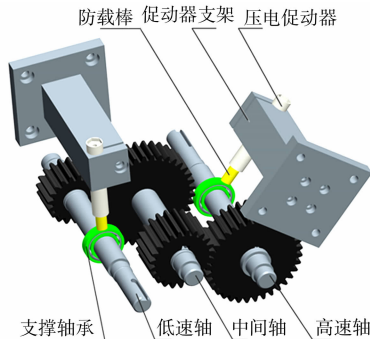


图 2 齿轮传动系统内部结构

Fig. 2 Internal structure of

gear transmission system

表 1 各级减速器齿轮参数			
Tab. 1 Reducer gear parameters at all levels			
零件名	齿数	模数/mm	压力角/(°)
高速轴齿轮	19	2.0	20
低速轴齿轮	85	2.0	20

表 1 各级减速器齿轮参数

Tab. 1 Reducer gear parameters at all levels

零件名	齿数	模数/mm	压力角/(°)
高速轴齿轮	19	2.0	20
低速轴齿轮	35	2.0	20
中间轴大齿轮	37	2.0	20
中间轴小齿轮	23	2.0	20

2 自适应模糊 PID 的控制原理

PID 控制的核心是对 PID 控制器的 3 个参数进行整定,使其输出达到最优,使控制达到所期望的控制效果.但随着控制系统被控对象的复杂化,很多时候被控对象的精确模型无法建立,PID 控制的 3 个参数无法保持最优解的状态^[9].将模糊控制^[10]与传统 PID 控制算法相结合,形成模糊 PID(FPID)复合控制,可以弥补模糊控制器消除稳态误差较差的缺点.但 FPID 由于积分控制和微分控制的相互影响,控制规则不易设计,对专家经验的依赖较大.

针对 PID 控制器参数整定的局限,文中采用一种自适应模糊 PID 控制(AFPID)算法来构建模糊自适应调整机构.即通过在线辨识被控对象的响应过程,动态调整 PID 控制的参数增益,从而提高控制器性能.由于自适应模糊控制器的设计无需太多专家领域知识,只需知道规则的大致趋势,论域的划分、隶属函数的选取成为次要的因素,这也表明增加了模糊控制系统的容错能力.设计的 AFPID 控制器是一

个两输入($e(t), \dot{e}(t)$)和三输出($\Delta K_P, \Delta K_I, \Delta K_D$)的控制器,振动加速度误差 $e(t) = x(t) - y(t)$,如图 3 所示.误差 $e(t)$ 和误差导数 $\dot{e}(t)$ 进入模糊控制器,再经过模糊规则推导,得到比例系数增量(ΔK_P)、积分系数增量(ΔK_I)、微分系数增量(ΔK_D),并与 PID 控制器的初始参数相加后可得

$$K_P = K_{P1} + \Delta K_P, \quad K_I = K_{I1} + \Delta K_I, \quad K_D = K_{D1} + \Delta K_D.$$

(1)

由此可得,控制器的输出为

$$y(t) = K_P e(t) + K_I \int_0^t e(t) dt + K_D \dot{e}(t).$$

(2)

AFPID 算法可分为 PI 型、PD 型和 PID 型. PI 型模糊控制器的控制过渡过程较差,PD 型模糊控制器产生输出存在稳态误差,相比之下,PID 型自适应模糊控制器具有更好的控制效果.

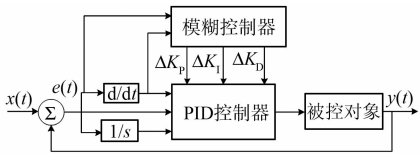


图 3 AFPID 控制器原理图
Fig. 3 AFPID controller schematic

3 自适应模糊 PID 控制器的设计

自适应模糊 PID 控制的主要任务是调节 3 个参数增量($\Delta K_P, \Delta K_I, \Delta K_D$),误差 $e(t)$,以及误差变化率 $\dot{e}(t)$ 之间的关系.在线整量化因子和比例因子,使它们保持合适的数值,从而得到合理的输出参数.不断地检测 $e(t)$ 和 $\dot{e}(t)$,通过模糊控制规则对 3 个参数增量的控制循环进行不断地在线调整.

3.1 模糊化

模糊控制器的输入必须通过模糊化才能使用于模糊控制器的求解.模糊化是将实值转变为语言变量值的过程,将确定的输入量转变成一个模糊矢量^[11].将偏差 $e(t)$ 和偏差变化率 $\dot{e}(t)$ 作为模糊控制器的输入,而将 $\Delta K_P, \Delta K_I, \Delta K_D$ 作为控制器的输出,并根据不同时刻的 $e(t)$ 和 $\dot{e}(t)$ 对 PID 增量参数进行整定.由于需要误差控制的高灵敏度,采用三角形隶属函数.每个模糊子集的宽度选择尽量适当,重合过多会导致相应缓慢;相反,则会出现死区,从而引起失控.

3.2 建立模糊控制规则

采用 Mamdani 型建立模糊控制规则^[12].当误差 $e(t)$ 较大时,为保证快速响应, K_P 都应该取较大值;为防止 $\dot{e}(t)$ 瞬时变大, K_D 应该取较小的值;而为控制超调, K_I 也应该取较小的值.当误差 $e(t)$ 较小时,为保证系统具有良好的稳态性, $\Delta K_P, K_D$ 应该取较大值,而为了避免震荡, K_D 的值应随 $\dot{e}(t)$ 变化.结合专家经验与齿轮传动系统特性,制定模糊规则表,如表 2~4 所示.

表 2 ΔK_P 的模糊规则表
Tab. 2 Fuzzy rules table for ΔK_P

E	EC				
	NB	NS	ZO	PS	PB
NB	PB	PB	PB	PS	ZO
NS	PB	PS	PS	ZO	NB
ZO	PS	PS	ZO	NS	NB
PS	PS	ZO	NS	NS	NB
PB	ZO	NS	NS	NB	NB

表 3 ΔK_I 的模糊规则表
Tab. 3 Fuzzy rules table for ΔK_I

E	EC				
	NB	NS	ZO	PS	PB
NB	NB	NB	NB	NB	ZO
NS	NB	NB	NS	NS	ZO
ZO	NS	NS	ZO	PS	PS
PS	NS	ZO	PS	PS	PB
PB	ZO	PS	PS	PB	PB

表 4 ΔK_D 的模糊规则表
Tab. 4 Fuzzy rules table for ΔK_D

E	EC				
	NB	NS	ZO	PS	PB
NB	PS	ZO	ZO	ZO	PS
NS	NB	NB	NS	ZO	PS
ZO	NB	NB	NS	ZO	PS
PS	NB	NS	NS	ZO	PS
PB	PS	ZO	ZO	ZO	PS

3.3 清晰化

模糊规则推理的结果是一个模糊集,不能直接用来作为被控对象的控制量,需要把它变成可以执行的精确量,这个过程被称为清晰化^[13].清晰化的目的是根据模糊推理的结果,得到最能反映控制量的实际分布.文中采用具有直观合理和计算方便的最大隶属度法来进行这个过程.

4 虚拟样机的建立

在 ADAMS 软件中,碰撞力的定义为

$$F = \max\{0, K(q_0 - q)^e - C \times \frac{dq}{dt} \times \text{STEP}(q, q_0 - d, 1, q_0, 0)\}.$$

(3)

式(3)中: q_0 为两物体的初始距离; q 为两物体碰撞过程中的实际距离; $q_0 - q$ 即为碰撞过程当中的变形量.当 $q \geq q_0$ 时,即两物体并没有发生碰撞,其碰撞力值为零;而当 $q < q_0$ 时,表示两物体发生碰撞.碰撞

力大小与刚度系数 K 、变形量 $q_0 - q$ 、碰撞力指数项 e 、阻尼系数 C 和阻尼完全作用时变形距离 d 有关。由 Hertz 接触理论可知, 齿轮碰撞刚度系数 $K = \frac{4}{3} R^{1/2} E^*$, R 为相对曲率半径, $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$, R_1 和 R_2 分别是两个啮合齿轮接触点的当量半径。

两对齿轮材料均取 45 钢, 其泊松比 $\nu_1 = \nu_2 = 0.27$, 杨氏模量 $E_1 = E_2 = 0.207 \text{ TPa}$, 结合表 1 数据, 经计算, 高速级齿轮碰撞刚度系数 $K_{\text{高}} = 0.527 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-3/2}$; 低速级齿轮碰撞刚度系数 $K_{\text{低}} = 0.554 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-3/2}$ 。在撞击过程中力的变化主要是由弹簧控制, 由于阻尼器所吸收的能量是撞击总能量很小的一部分, 因此, 阻尼系数 C 一般取得较小^[14-16], $C = 50$, 碰撞指数 $e = 1.5$, 渗透深度 $d = 0.1 \text{ mm}$ 。动摩擦系数为 0.05, 静摩擦系数为 0.08。为使启动时转速不发生突变, 采用 STEP 函数使转速在 0.1 s 内提升到 $2\,500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, STEP(time, 0, 0°, 0.1, 15 000°), 输出轴上增加一个负载转矩为 $1.0 \text{ kN} \cdot \text{mm}$ 。

将齿轮轴进行柔性化处理, ADAMS 平台中的柔性轴处理与有限元不同, 是把一根刚性轴分离成若干柔性相连的短刚性轴, 创建出柔性连接件, 其实质仍是刚体。

5 ADAMS/MATLAB 联合仿真

在 ADAMS 平台中针对建成的多级齿轮传动系统模型各部件之间的关系, 添加相应约束, 最终得到齿轮传动系统虚拟样机。ADAMS 和 MATLAB 的联合仿真是在 ADAMS 中建立齿轮传动虚拟样机模型, 输出成为具备系统方程与相关参数的模块, 在 MATLAB 中将模块中的数据与建立的控制方案结合起来, 由 ADAMS 求解系统方程, MATLAB 求解控制方程, 共同完成整个仿真过程。

为验证多级齿轮传动的 AFPID 控制的可行性, 采用 MATLAB/Simulink 进行仿真, 观察齿轮传动系统控制前后的现象。分析 AFPID 控制针对齿轮啮合频率和谐波频率处振动的控制效果, 并且与经典 PID 控制进行对比, 如图 4, 5 所示。

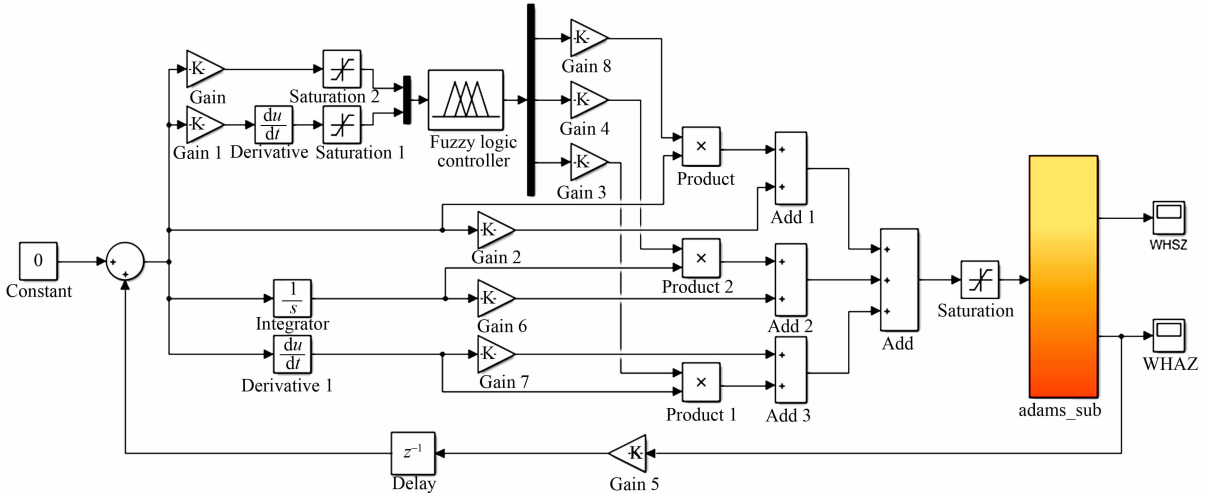


图 4 基于 AFPID 控制的主动控制联合仿真

Fig. 4 Active simulation of active control based on AFPID control

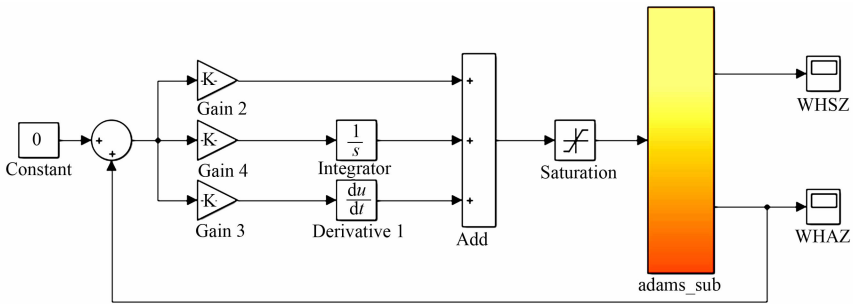


图 5 基于 PID 控制的主动控制联合仿真

Fig. 5 Active simulation of active control based on PID control

在输出轴齿轮的啮合频率分别为 400,500 Hz,即转速为 2 028,2 535 r·min⁻¹,负载为 1 000 N·mm 条件下,进行齿轮传动振动主动控制的仿真对比分析,如图 6 所示.图 6 中: a 为振动加速度; t 为时间; D_{sp} 为功率谱密度; f 为频率.由图 6 的时域图可知:两种控制方法都能有效地降低齿轮传动系统的振动,但 AFPID 控制具有更好的控制效果.由图 6 的频域图可知:齿轮系统在啮合频率和谐波处的振动能量分布最大,PID 控制和 AFPID 控制都能使各阶主要频率处的幅值明显减小.

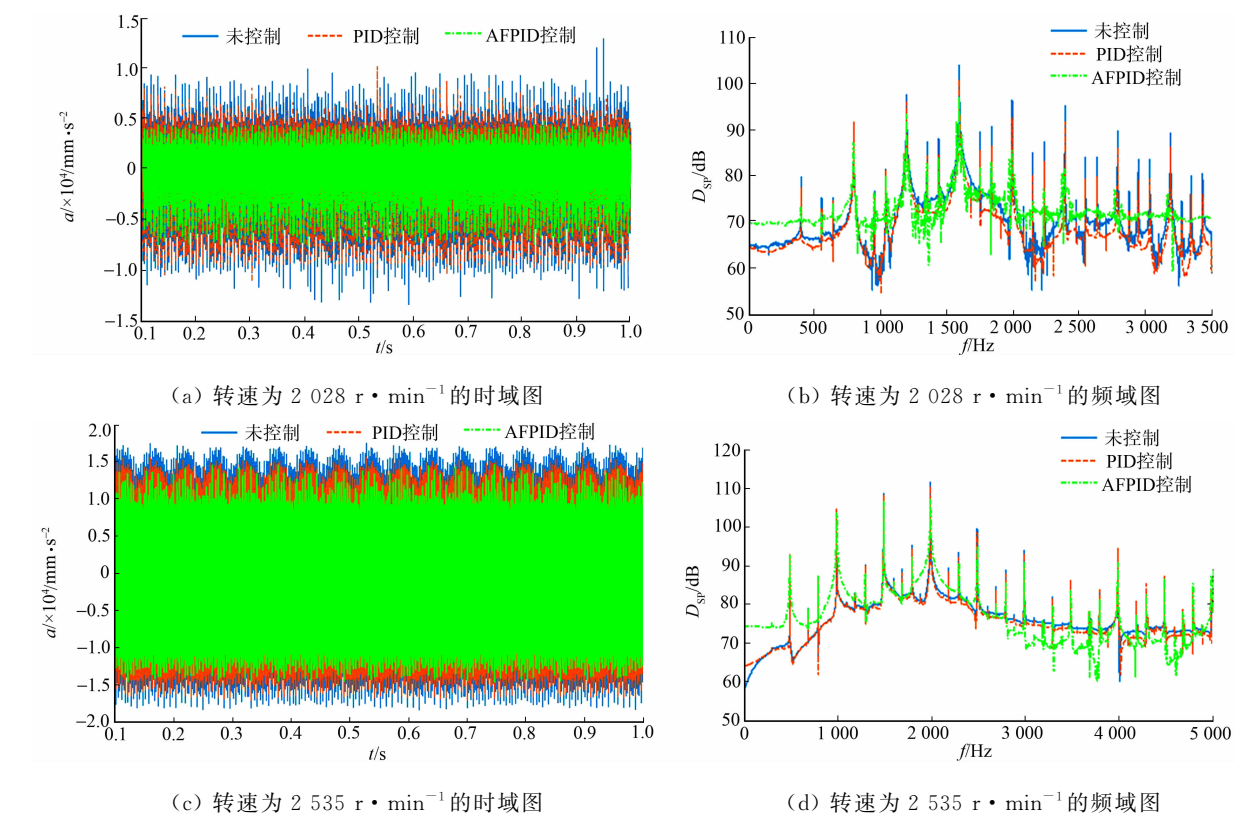


图 6 不同转速下输出轴时域振动主动控制的仿真分析

Fig. 6 Simulation analysis of active vibration control of output vibration in output shaft at different speeds

通过对比相同负载、不同转速下的时域图和频域图的控制效果,可以发现当负载等其他条件相同而转速在一定范围内增大时,从时域图可以看出振动幅值有所增大,从频域图上可以看出两种控制算法在各阶频率处的控制效果有所减弱,如表 5,6 所示.由表 5,6 可知:对于在齿轮的啮合频率和谐波处的控制效果,AFPID 控制优于经典 PID 控制.当转速为 2 028 r·min⁻¹时,齿轮传动系统在三阶谐波处的振动最大,AFPID 控制将振动降低了 7 dB,降低 6.7%;当转速为 2 535 r·min⁻¹时,齿轮传动系统同样在三阶谐波处的振动最大,AFPID 控制将振动降低了 4.4 dB,降低 3.9%.

表 5 转速为 2 028 r·min⁻¹输出轴
振动在主要频率处的幅值

控制方式	f/Hz				
	400	800	1 200	1 600	2 000
未控制	79.5	91.6	97.4	103.9	96.2
PID 控制	77.2	91.4	95.9	100.9	92.4
AFPID 控制	73.0	87.0	93.3	96.9	85.3

表 6 转速为 2 535 r·min⁻¹输出轴
振动在主要频率处的幅值

控制方式	f/Hz				
	500	1 000	1 500	2 000	2 500
未控制	93.0	104.5	108.7	111.5	99.5
PID 控制	92.7	104.0	108.1	110.4	98.4
AFPID 控制	92.5	103.5	106.4	107.1	95.1

6 结论

为了控制齿轮传动系统由于内部激励造成的振动及噪声,采用 AFPID 控制方法进行主动控制,得到以下 3 点主要结论.

1) 应用 AFPID 控制算法在联合仿真中进行主动控制,结果表明,AFPID 控制有效地抑制了多个谐波频率上的振动,证明了控制算法正确性及应用在主动控制上的有效性。

2) 将 PID 控制和 AFPID 控制进行对比仿真,结果表明,AFPID 具有更好的控制效果,在啮合频率和谐波处更有效地抑制了振动,证明了 AFPID 控制的优越性。

3) 随着电机转速的增大,齿轮传动系统的振动也增大,算法对振动的控制难度也有所提高,即 AFPID 在低速传动中具有更好的控制效果。

参考文献:

- [1] LI Yongzhuo, DING Kang, HE Guolin, *et al.* Vibration mechanisms of spur gear pair in healthy and fault states[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, 81: 183-201. DOI: 10. 1016/j. ymssp. 2016. 03. 014.
- [2] 房怀英, 洪尚任, 杨建红, 等. 克林贝格螺旋锥齿轮的建模与仿真[J]. *华侨大学学报(自然科学版)*, 2004, 25(1): 67-70. DOI: 10. 3969/j. issn. 1000-5013. 2004. 01. 017.
- [3] GUAN Y H, LIM T C, Jr SHEPARD S W. Experimental study on active vibration control of a gearbox system[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 282(3/4/5): 713-733. DOI: 10. 1016/j. jsv. 2004. 03. 043.
- [4] BELANGER P, BERRY A, PASCO Y, *et al.* Multi-harmonic active structural acoustic control of a helicopter main transmission noise using the principal component analysis[J]. *Applied Acoustics*, 2009, 70(1): 153-164. DOI: 10. 1016/j. apacoust. 2007. 12. 007.
- [5] 李以农, 张锋, 丁庆中, 等. 齿轮啮合振动的主动控制方法与实验研究[J]. *振动工程学报*, 2014, 27(2): 215-221. DOI: 10. 16385/j. cnki. issn. 1004-4523. 2014. 02. 004.
- [6] 范振华. 直齿圆柱齿轮传动弯曲振动主动控制研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2010: 29-37.
- [7] 李以农, 张锋, 王雷, 等. 次级通道在线辨识的齿轮啮合振动主动控制[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(16): 7-12. DOI: 10. 13465/j. cnki. jvs. 2013. 16. 019.
- [8] 李朋志, 葛川, 苏志德, 等. 基于动态模糊系统模型的压电陶瓷驱动器控制[J]. *光学精密工程*, 2013, 21(2): 394-399. DOI: 10. 3788/OPE. 20132102. 0394.
- [9] NIU Jiangchuan, SHEN Yongjun, YANG Shaopu, *et al.* Analysis of uffing oscillator with time-delayed fractional-order PID controller[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2017, 92: 66-75. DOI: 10. 1016/j. ijnonlinmec. 2017. 03. 014.
- [10] 郑涛, 袁飞, 王燕萍, 等. 基于模糊控制的快速无盲区的频移式孤岛检测法[J]. *电力系统保护与控制*, 2014, 42(23): 38-40.
- [11] LIU Xiaoping, WANG Huanqing, GAO Chuang, *et al.* Adaptive fuzzy funnel control for a class of strict feedback nonlinear systems[J]. *Neurocomputing*, 2017, 241: 71-80. DOI: 10. 1016/j. neucom. 2017. 02. 030.
- [12] ASKARI M R, SHAHROKHI M, TALKHONCHEH M K, *et al.* Observer-based adaptive fuzzy controller for nonlinear systems with unknown control directions and input saturation[J]. *Fuzzy Sets and Systems*, 2017, 314: 24-45. DOI: 10. 1016/j. fss. 2016. 05. 004.
- [13] DONG Jiuxiang, HOU Junteng. Output feedback fault-tolerant control by a set-theoretic description of T-S fuzzy systems[J]. *Applied Mathematics and Computation*, 2017, 301: 117-134. DOI: 10. 1016/j. amc. 2016. 12. 017.
- [14] 龙凯, 程颖. 齿轮啮合力仿真计算的参数选取研究[J]. *计算机仿真*, 2002, 19(6): 87-88. DOI: 10. 3969/j. issn. 1006-9348. 2002. 06. 028.
- [15] FARSHIDIANFAR A, SAGHAFI A. Identification and control of chaos in nonlinear gear dynamic systems using Melnikov analysis[J]. *Physics Letters A*, 2014, 378(46): 3457-3463. DOI: 10. 1016/j. physleta. 2014. 09. 060.
- [16] KURUSHIN M I, BALLYAKIN V B, KURUSHIN S A. Methods of vibration control in elastic systems with gears[J]. *Procedia Engineering*, 2015, 106: 192-201. DOI: 10. 1016/j. proeng. 2015. 06. 024.

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 崔长彩)