

doi:10.19306/j.cnki.2095-8110.2017.03.017

非线性因素耦合下电动作动器的 动力学建模与仿真研究

张新华, 刘源, 黄建, 张兆凯

(北京自动化控制设备研究所, 北京 100074)

摘要:针对飞行器半实物仿真领域对电动作动器高精度建模的需求,对电动作动器的各分系统分别进行动力学方程描述,建立了含间隙、刚度和摩擦等非线性因素的完整电动作动器模型。通过对比模型仿真与实测结果,表明所建分系统的动力学方程是合理正确的。建立的模型对于指导作动器的设计和优化均具有较大的参考价值。

关键词:非线性因素;电动作动器;动力学方程;传动机构;仿真

中图分类号:TP275

文献标志码:A

文章编号:2095-8110(2017)03-0101-06

Dynamic Modeling and Simulation of EMA Coupled with Nonlinear Factors

ZHANG Xin-hua, LIU Yuan, HUANG Jian, ZHANG Zhao-kai

(Beijing Institute of Automatic Control Equipment, Beijing 100074, China)

Abstract: In order to meet the demands of precision modeling of Electro-Mechanical Actuator in aircraft HILS areas, kinetic equations of subsystems in EMA are described respectively and a complete EMA model with nonlinear factors such as clearance, stiffness and friction are established. The simulation and the experimental show that the kinetic equations of subsystems are reasonable and correct, and the model has great reference value for the design and optimization of EMA.

Key words: Nonlinear factors; EMA; Kinetic equation; Transmission mechanism; Simulation

0 引言

飞行器电动作动系统是一种高精度、高动态响应的跟踪伺服系统,其性能直接决定着飞行器控制的动态品质。目前,国内对伺服作动器的建模研究多是将系统看作成一个二阶或三阶系统,然后通过直接建立或参数辨识出该二阶或三阶参数化模型来研究作动器的动态性能,该研究方式忽略了作动器中的诸多非线性因素,如间隙、刚度和摩擦等^[1-4]。随着飞行器朝着高机动性、高速度、跨时域

等方向的发展,其对电动作动器也提出高动态响应、大功率输出、小型轻量化、高刚度、耐高温、连续长时间工作等严格要求。摩擦、间隙和弹性形变是影响舵系统静、动态性能的重要非线性因素,其非线性特性会导致系统带宽变低、跟踪误差增大、低频相位滞后、低速“爬行”、极限环振荡、自激振动等现象,严重制约了作动系统控制性能的提高。

本文通过对电动作动器的各分系统分别进行动力学方程描述,综合考虑机构非线性因素,建立

收稿日期:2016-11-15;修订日期:2017-02-01

基金项目:国家自然科学基金青年基金(61603051)

作者简介:张新华(1972-),男,博士,研究员,主要从事机电伺服系统方面的研究。E-mail:sloht0033@126.com

电动作动器精确数学模型,并对其进行仿真和试验验证研究。结果表明,所建模型具有较高的精度。

1 分系统模型的数学描述

1.1 电机的动力学模型

无刷直流电机在转动过程中,定子电枢绕组合成的磁场并不是连续旋转的,而是以 60° 电角度为间隔进行跳跃变化的。控制电路对转子位置传感器检测的信号进行逻辑变换后产生脉宽调制 PWM 信号,控制逆变器各功率开关管,从而使电机各相绕组按一定顺序工作,在电机气隙中产生跳跃式旋转磁场。忽略换相特性、转矩波动等非线性因素时,可以将三相绕组简化为完全对称,由其工作原理可以得到电机的简化动力学线性方程:

$$\begin{cases} E = K_e \frac{d\theta_m}{dt} = K_e \Omega \\ T_{em} = K_t i_a \\ T_{em} - T_1 = J_{Ges} \frac{d\Omega}{dt} \\ u_{ab} - E = i_a R + L \frac{di_a}{dt} \end{cases} \quad (1)$$

式中参数均为简化后的等效值,其中 θ_m 为电机转动的机械角度(rad), Ω 为电机转动的机械角速率(rad/s), T_1 为负载转矩($N \cdot m$), J_{Ges} 为转动惯量($kg \cdot m^2$), K_e 为感应电势系数($(V \cdot s)/rad$), K_t 为转矩系数($(N \cdot m)/A$), R 为相电枢内阻(Ω), L 为相电枢电感(H)。

1.2 齿轮系的动力学模型

作动器的传动机构中,齿轮是用于电机输出轴减速传动和电位器与舵轴之间传动,将其简化成一单自由度系统模型,使用集中质量法建立齿轮传动的动力学模型,如图1所示。

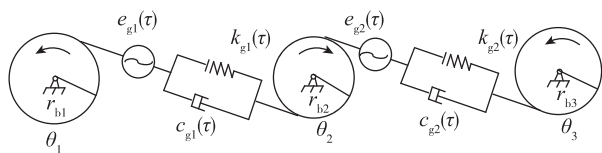


图1 齿轮系动力学模型

Fig.1 The dynamic model of gear train

其中: θ_1 、 θ_2 、 θ_3 为3个齿轮的角位移,单位 rad; r_{b1} 、 r_{b2} 、 r_{b3} 为3个齿轮的基圆半径,单位 mm; $k_{g1}(\tau)$ 、 $k_{g2}(\tau)$ 分别为2对齿轮之间的啮合刚度,单位 $N/mm/\mu m$; $c_{g1}(\tau)$ 、 $c_{g2}(\tau)$ 分别为2对齿轮之间

的阻尼系数,单位 $N/(mm/s)$; $e_{g1}(\tau)$ 、 $e_{g2}(\tau)$ 分别为2对齿轮啮合的综合误差,单位 mm。

设电机给齿轮1的力矩为 T_M , T_{ij} 表示齿轮 i 给齿轮 j 的力矩, T_s 为从滚珠丝杠传来的负载扭矩, J_1 、 J_2 、 J_3 分别为各齿轮的转动惯量, J_4 为与齿轮3通过螺纹连接的滚珠丝杠的转动惯量,则依据牛顿力学定律,可得该齿轮系的运动微分方程为:

$$\begin{cases} T_M - T_{21} = J_1 \ddot{\theta}_1 \\ T_{12} - T_{32} = J_2 \ddot{\theta}_2 \\ T_{23} - T_s = (J_3 + J_4) \ddot{\theta}_3 \end{cases} \quad (2)$$

其中

$$\begin{aligned} T_{12} &= k_{g1}(\tau) t f_1(r_{b1} \dot{\theta}_1 - r_{b2} \dot{\theta}_2 - e_{g1}(\tau)) r_{b1} + \\ &\quad c_{g1}(r_{b1} \dot{\theta}_1 - r_{b2} \dot{\theta}_2 - \dot{e}_{g1}(\tau)) r_{b1} \\ T_{21} &= k_{g1}(\tau) t f_1(r_{b1} \dot{\theta}_1 - r_{b2} \dot{\theta}_2 - e_{g1}(\tau)) r_{b2} + \\ &\quad c_{g1}(r_{b1} \dot{\theta}_1 - r_{b2} \dot{\theta}_2 - \dot{e}_{g1}(\tau)) r_{b2} \\ T_{32} &= k_{g2}(\tau) t f_2(r_{b2} \dot{\theta}_2 - r_{b3} \dot{\theta}_3 - e_{g2}(\tau)) r_{b3} + \\ &\quad c_{g2}(r_{b2} \dot{\theta}_2 - r_{b3} \dot{\theta}_3 - \dot{e}_{g2}(\tau)) r_{b3} \\ T_{23} &= k_{g2}(\tau) t f_2(r_{b2} \dot{\theta}_2 - r_{b3} \dot{\theta}_3 - e_{g2}(\tau)) r_{b2} + \\ &\quad c_{g2}(r_{b2} \dot{\theta}_2 - r_{b3} \dot{\theta}_3 - \dot{e}_{g2}(\tau)) r_{b2} \end{aligned}$$

式中, $f(x)$ 是具有齿侧间隙时轮齿啮合力的非线性函数,齿侧间隙是指在啮合线上度量的侧隙(见图2)。设齿轮副的上侧隙分别为 g_{n1} 、 g_{n2} , 齿轮副的下侧隙分别为 g_{p1} 、 g_{p2} , 则 $f(x)$ 的表达式为

$$f_1(x) = \begin{cases} x - g_{n1} & x > g_{n1} \\ 0 & g_{p1} \leq x \leq g_{n1} \\ x - g_{p1} & x < g_{p1} \end{cases} \quad (3)$$

$$f_2(x) = \begin{cases} x - g_{n2} & x > g_{n2} \\ 0 & g_{p2} \leq x \leq g_{n2} \\ x - g_{p2} & x < g_{p2} \end{cases} \quad (4)$$

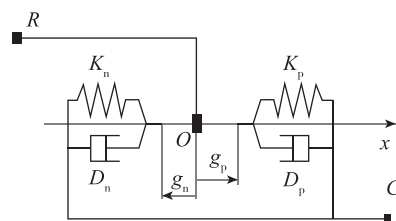


图2 齿侧间隙模型

Fig.2 The model of hard stop in gear

1.3 滚珠丝杠副的动力学模型

把滚珠丝杠副分成滚珠丝杠与丝杠螺母两部分,使用单自由度的轴向刚度和阻尼来模拟两部分的接触情况,如图3所示。对齿轮3与滚珠丝杠、丝杠螺母分别使用达朗贝尔定理有

$$T_{23} - m_1 \cdot \ddot{x}_4 \cdot \frac{2\pi}{p} - (J_3 + J_4) \ddot{\theta}_3 = 0 \quad (5)$$

$$K_S f(\theta_3 \cdot \frac{p}{2\pi} - x_4) + C_S (\dot{\theta}_3 \cdot \frac{p}{2\pi} - \dot{x}_4) - \dots \quad (6)$$

$$F_{21x} + F_f - m_1 \ddot{x}_4 = 0$$

式中, x_4 表示丝杠螺母直线移动的位移量, m_1 为丝杠螺母的质量, F_{21x} 表示转接杆传递给螺母的力, K_S 和 C_S 分别表示滚珠丝杠副的接触刚度和接触阻尼, $f(x)$ 为间隙函数, F_f 为轴向摩擦力。

其中, 摩擦力采用 Stribeck 模型, 其数学表达式为

$$F = (F_C + (F_{brk} - F_C) \cdot \exp(-c_v |v|)) \text{sign}(v) + f_v$$

其中, F_C 为库伦摩擦力, F_{brk} 为最大静摩擦力, f 为黏性摩擦系数, v 为两端相对速度, c_v 是根据摩擦条件确定的因子, 一般在 0.5~2 之间变化。

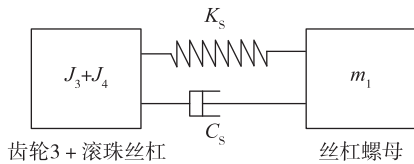


图 3 滚珠丝杠副动力学模型

Fig. 3 The dynamic model of ball screw

1.4 连杆机构模型

作动器中的连杆机构属于曲柄滑块机构, 对其进行建模时, 忽略曲柄与转接杆、转接杆与丝杠螺母之间铰接的间隙与摩擦, 假设曲柄与转接杆均为二力杆, 则该曲柄滑块机构的动力学模型如图 4 所示。

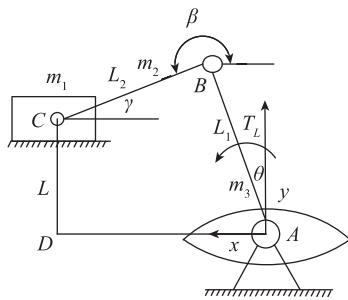


图 4 连杆机构模型

Fig. 4 The model of link mechanism

设 A、B、C 三点的坐标分别为 $A(0,0)$ 、 $B(x_2, y_2)$ 、 $C(x_4, L)$, 设曲柄与转接杆的重心坐标分别为 (x_1, x_2) 、 (x_3, y_3) , 则机构的位移矢量环路方程为

$$\begin{cases} L_1 \cos\theta = L_2 \sin\gamma + L \\ L_2 \cos\gamma + L_1 \sin\theta = x_4 \end{cases}$$

对上式求导可得

$$\begin{cases} -L_1 \dot{\theta} \sin\theta = L_2 \dot{\gamma} \cos\gamma \\ -L_2 \dot{\gamma} \sin\gamma + L_1 \dot{\theta} \cos\theta = \dot{x}_4 \end{cases}$$

继续求导, 可得曲柄滑块机构的运动方程为

$$\begin{cases} -L_1 \ddot{\theta}^2 \cos\theta - L_1 \ddot{\theta} \sin\theta = L_2 \ddot{\gamma} \cos\gamma - L_2 \dot{\gamma}^2 \sin\gamma \\ -L_2 \ddot{\gamma} \sin\gamma - L_2 \dot{\gamma}^2 \cos\gamma + L_1 \ddot{\theta} \cos\theta - L_1 \dot{\theta}^2 \sin\theta = \ddot{x}_4 \end{cases}$$

又由几何关系可得

$$\begin{cases} x_1 = \frac{L_1}{2} \sin\theta \\ y_1 = \frac{L_1}{2} \cos\theta \\ x_3 = L_1 \sin\theta + \frac{L_2}{2} \cos\gamma \\ y_3 = L_1 \cos\theta - \frac{L_2}{2} \sin\gamma \end{cases}$$

两次求导后, 写成矩阵的形式有

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{y}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{L_1}{2} \cos\theta & -\frac{L_1}{2} \sin\theta \\ -\frac{L_1}{2} \sin\theta & -\frac{L_1}{2} \cos\theta \\ L_1 \cos\theta - L_1 \sin\theta - \frac{L_2}{2} \sin\gamma - \frac{L_2}{2} \cos\gamma \\ -L_1 \sin\theta - L_1 \cos\theta - \frac{L_2}{2} \cos\gamma & \frac{L_2}{2} \sin\gamma \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\gamma} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\gamma} \end{bmatrix} \quad (7)$$

分别对曲柄, 转接杆和滚珠螺母进行受力分析如图 5 所示, 可得连杆机构的动力学方程。

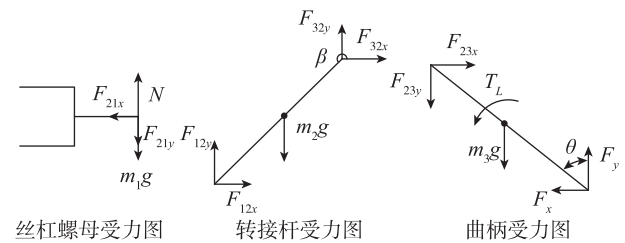


图 5 受力分析图

Fig. 5 The diagram of stress analysis

对曲柄有

$$\begin{cases} F_x - F_{23x} = m_3 \ddot{x}_1 \\ -m_3 g - F_{23y} + F_y = m_3 \ddot{y}_1 \\ T_L + 0.5L_1 m_3 g + L_1 F_{23y} \sin\theta - L_1 F_{23x} \cos\theta = J_6 \ddot{\theta} \end{cases} \quad (8)$$

对转接杆有

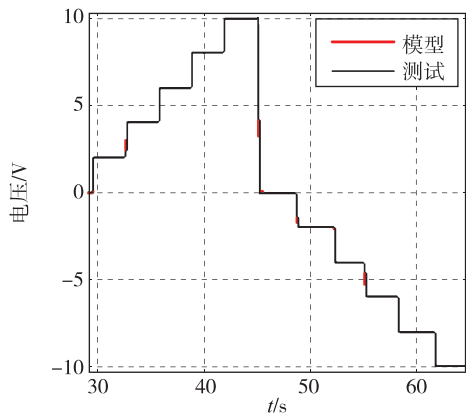
$$\begin{cases} F_{32x} - F_{12x} = m_2 \ddot{x}_3 \\ -m_2 g + F_{12y} + F_{32y} = m_2 \ddot{y}_3 \\ 0.5L_2 (F_{32x} + F_{12x}) \sin(\beta - \pi) + \\ 0.5L_2 (F_{32y} - F_{12y}) \cos(\beta - \pi) = J_5 \ddot{\beta} \end{cases} \quad (9)$$

表 1 作动器部分参数列表

Tab. 1 The part parameters list of a actuator

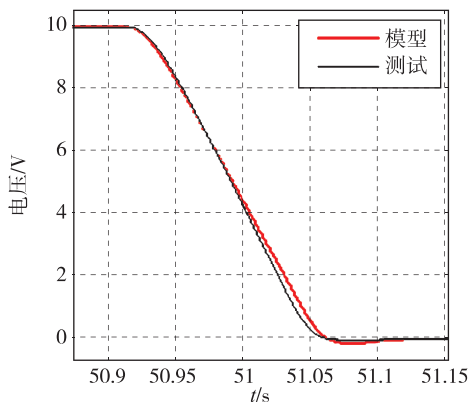
间隙/(°)	0.08
刚度/[$(N \cdot m)/(^\circ)$]	1156
最大启动摩擦力矩/ $(N \cdot m)$	16
弹性负载/[$(N \cdot m)/(^\circ)$]	30
电机额定转速/(r/min)	10000
电机工作电压/V	56

作动器传递系数和频带的仿真与实测结果对比如图 7 所示。其中,传递系数的仿真与实测结果值见表 2,可以看出,传递系数的仿真结果均在技术要求的范围内,且最大误差不超过 1%。从扫频曲线可以看出,模型与实测结果在 0~10Hz 的吻合程度较好,经计算,该作动系统模型在频带内的拟合度为 83.7%。此外,在 10Hz 附近扫频仿真曲线衰减较快,这是因为在前期系统建模中,将无刷直流电机模型简化成了直流电机,忽略了其转矩波动的影响。



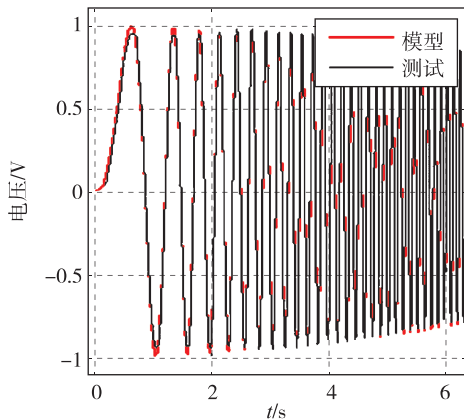
(a) 传递系数测试

(a) The test of transfer coefficient



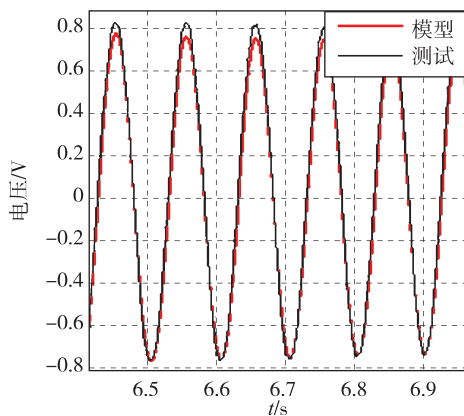
(b) 大误差信号测试

(b) The test of large error signal



(c) 0~10Hz 扫频测试

(c) The sweep test from 0Hz to 10Hz



(d) 10Hz 附近扫频测试

(d) The sweep test near 10Hz

图 7 伺服系统动态性能测试

Fig. 7 The dynamic performance test of servo system

表 2 仿真与实测传递系数对比

Tab. 2 The transfer coefficient contrast between simulation and test

性能指标	技术要求	模型	实测
2V/1V	$1.865V \leq U_f \leq 2.135V$	1.981	1.989
4V/3V	$3.805V \leq U_f \leq 4.195V$	3.964	3.924
6V/5V	$5.745V \leq U_f \leq 6.255V$	5.948	5.948
8V/7V	$7.685V \leq U_f \leq 8.315V$	7.929	7.932
10V/9V	$9.625V \leq U_f \leq 10.375V$	9.910	9.897
-2V/-1V	$-2.135V \leq U_f \leq -1.865V$	-1.981	-1.994
-4V/-3V	$-4.195V \leq U_f \leq -3.805V$	-3.963	-3.969
-6V/-5V	$-6.255V \leq U_f \leq -5.745V$	-5.946	-5.957
-8V/-7V	$-8.315V \leq U_f \leq -7.685V$	-7.930	-7.919
-10V/-9V	$-10.375V \leq U_f \leq -9.625V$	-9.915	-9.884

结果表明,模型通过测试数据修正后,其动态响应与实测数据相符较好。通过模型仿真结果与

实测结果的对比表明,电动作动器的动力学方程是正确合理的,且模型具有较高的精度。

4 结束语

分别建立了伺服电机、齿轮系、滚珠丝杠副和连杆机构的动力学方程,并将其组合形成较为完整的含非线性因素的电动作动器模型。选择一种典型产品对其传递系数、频带分别进行仿真与实测,结果显示仿真与实测数据十分吻合,表明所建分系统的动力学方程是合理正确的。另外,通过该动力学方程建立的高精度模型可用于系统各项性能参数的仿真,对于指导作动器的设计和优化均具有较大的参考价值。

参考文献

- [1] 李晓贞,朱如鹏,李政民卿,等. 齿面摩擦对面齿轮传动系统振动特性的影响分析[J]. 振动工程学报, 2014,27(4):583-588.
- [2] 刘源,王永乐,曹东海,等. 一种伺服机构刚度计算方法[J]. 导航定位与授时, 2014,1(2):46-49.
- [3] 圣国梁. 某雷达天线座齿轮传动副动力学研究[D]. 南京:南京理工大学, 2008.
- [4] 姜洪奎,宋现春. 滚珠丝杠副滚珠循环系统的动力学研究和仿真[J]. 振动与冲击, 2007,26(3):107-110.
- [5] 张静,郭宏伟,刘荣强,等. 空间含铰可展桁架结构的非线性动力学建模与分析[J]. 西安交通大学学报, 2013,47(11):113-119.
- [6] 张劲夫,许庆余,张陵. 考虑连杆柔性和运动副粘性摩擦的曲柄滑块机构的动力学建模及计算[J]. 航空学报, 2001,22(3):274-276.
- [7] Schreiner K E. Electro-Mechanical Actuator DC Resonant Link Controller [R]. NASA Contractor Report 198510.
- [8] 耿其东,方志国. 偏置式曲柄滑块机构仿真与运动分析[J]. 机械工程与自动化, 2011(3):49-51.
- [9] 彭学峰,鲁兴举,吕鸣. 基于 SIMMechanical 的两轮机器人建模与仿真[J]. 系统仿真学报, 2010(11):2643-2645.
- [10] 米良,殷国富,孙明楠,等. 基于结合部动力学特性的立柱-主轴系统动力学模型研究[J]. 农业机械学报, 2011,42(12):202-207.