

四级行星混合减速器 Adams 和 Matlab 联合动力学仿真

彭斌¹, 王文奎¹, 马军祥², 冶振²

(1. 兰州理工大学 机电工程学院, 甘肃 兰州 730050;

2. 航空工业兰州万里航空机电有限责任公司 机电研究院, 甘肃 兰州 730070)

摘要: 由于多级行星齿轮减速器结构复杂, 不易进行性能检测。根据几何关系建立三维装配模型, 基于齿轮齿面接触理论和动力学分析, 构建 Adams 虚拟样机与 Matlab 的联合控制仿真模型, 采用基于指数收敛观测器补偿的 PID 控制, 实现直流伺服电机-减速器系统的调节。通过对混合减速器取样构件的角速度、角加速度及接触应力等参数的时域和频域特性分析, 验证该联合控制机制的高精度、强抗干扰能力等优点, 为此类系统的结构性设计和动态分析提供参考。

关键词: 行星齿轮; 联合仿真; Adams Matlab; 观测器补偿; 动态响应

中图分类号: TH132.422 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5276(2022)03-0085-04

Co-dynamic Simulation of Adams and Matlab for Four-stage Planetary Hybrid Reducer

PENG Bin¹, WANG Wenkui¹, MA Junxiang², YE Zhen²

(1. College of Mechano-Electronic Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;

2. Research Institute, Aeronautical Industry Lanzhou Wanli Aviation Electromechanical Co., Ltd., Lanzhou 730070, China)

Abstract: To deal with the difficulty in conducting performance tests of the multi-stage planetary gear reducer due to its complex structure, a three-dimensional assembly model was established in line with geometric relations. Based on gear tooth surface contact theory and dynamic analysis, a joint control simulation model of Adams virtual prototype and Matlab was constructed, and PID control based on exponential convergence observer compensation was used to realize DC servo motor-deceleration. Through the analysis of the time and frequency domain characteristics of the angular velocity, angular acceleration and contact stress of the sampled components of the hybrid reducer, the high precision and strong anti-interference ability of the joint control mechanism has been verified, which provides the reference for the structural design and dynamic analysis of the same system.

Keywords: planetary gear; co-simulation; Adams Matlab; observer compensation; dynamic response

0 引言

相比于普通的定轴齿轮, 行星齿轮具有结构紧凑、传动比大、功率高等特点, 且因其输入和输出同轴, 能够实现功率分流兼具较高的稳定性, 在操作机构、电动装置以及机器人系统等众多领域都有着广泛的应用^[1]。但随着级数的增多, 行星齿轮传动效率会降低, 出现故障的概率也会增大, 而影响其传动效率和动态响应的因素有很多。孔令贤通过 Adams 仿真分析并研究齿侧间隙与齿轮接触阻尼比等非线性因素对其动态响应的影响^[2], SENSINGER J W 阐述了行星传动的效率是传动比和齿数的函数^[3]。王建湘等通过优化变位系数和齿顶高系数, 降低端面重合度以提高齿轮传动效率^[4]。BODZAS S 综合齿面的数学描述和 CAD 建模过程, 提出了在局部坐标下进行逐点搜索的方法对齿面接触进行判断^[5]。刘晓乐等采用虚拟样机技术, 通过对比不同断齿故障状态下的啮合力时域及频域曲线, 对两级行星齿轮系统动态响应进行了分析^[6]。齿

轮减速器动态接触力和动态传动误差的分析较为复杂且对于系统整体性能影响较大的两个因素。随着机电一体化进程的推进, 对减速器本身的理论分析已较为低效, 所以通过对系统仿真模型的综合分析和性能参数的评价及选取将更加合理有效。

本文所研究的对象是一种四级行星混合齿轮减速器, 由直流伺服电机驱动。为了反映系统特性, 建立包含电机模块的控制模型, 采用改进的控制方法实现减速器输出角位移、角速度的控制, 并与常规 PID 控制进行对比, 分析验证该种控制算法的可行性。

1 建立三维模型

首先确立减速器整体结构。采用四级行星齿轮外附加一定轴传动齿轮副, 且行星齿轮主动轮和电机输出轴固联, 定轴齿轮轴连接负载。为了方便研究, 忽略附加零部件, 如轴承、密封圈、封装外壳和紧固螺钉等, 并将其负载的转动惯量等效施加在定轴齿轮的质心上。根据表 1 所

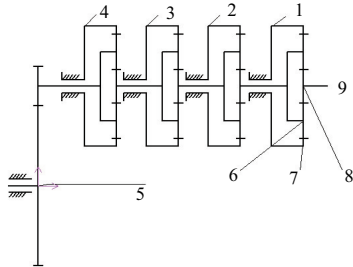
基金项目: 国家自然科学基金项目(51675254;51966009); 国家重点研发计划重点专项(SQ2020YFF0420989)

第一作者简介: 彭斌(1976—), 男, 新疆伊宁人, 教授, 博士生导师, 研究方向为涡轮机械、低温余热发电、复杂机电系统的集成科学和故障诊断。

示参数在 Solidworks 建立其三维模型,并进行无干涉装配,装配体结构示意图如图 1 所示。

表 1 行星齿轮各项参数

参数	内齿圈	太阳轮	行星轮	输出齿轮 (行星架)	定轴 齿轮
齿数	98	24	37	14	100
模数/mm	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
齿轮个数/个	1	4	12	1	1
压力角/(°)	20	20	20	20	20
齿宽/mm	17.0	3.5	2.0	6.5	6.5



1—第一级;2—第二级;3—第三级;
4—第四级;5—定轴齿轮;6—行星轮;
7—外齿圈;8—太阳轮;9—电机。

图 1 四级行星混合减速器结构示意图

2 混合轮系动力学仿真模型

2.1 建立动力学方程

根据多体系统动力学普遍原理,可建立行星齿轮动力学方程:

$$\begin{cases} \mathbf{M}_A(q) \ddot{q}_{Ax} + \mathbf{C}_{Ax} \dot{q}_{Ax} + \mathbf{K}_{Ax} q_{Ax} = F_N f \\ \mathbf{M}_C(q) \ddot{q}_{Cx} + \mathbf{C}_{Cx} \dot{q}_{Cx} + \mathbf{K}_{Cx} q_{Cx} = -F_N f \end{cases} \quad (1)$$

式中: \mathbf{M} 为惯量矩阵; \mathbf{C} 为科氏力矩阵; \mathbf{K} 为刚度系数,下标 A 和 C 分别表示主动轮和被动轮; F_N 和 f 分别表示压力和摩擦系数; q_{Ax} 、 \dot{q}_{Ax} 、 \ddot{q}_{Ax} 分别表示主动轮在 x 轴上的位移、速度和加速度。

将式(1)消去摩擦系数作进一步化简:

$$\begin{cases} \mathbf{M}_A(q) \ddot{q}_{Ay} + \mathbf{C}_{Ay} \dot{q}_{Ay} + \mathbf{K}_{Ay} q_{Ay} + \\ k(t)(q_{Ay} - q_{Cy}) + c(t)(\dot{q}_{Ay} - \dot{q}_{Cy}) = -F_N \\ \mathbf{M}_C(q) \ddot{q}_{Cx} + \mathbf{C}_{Cx} \dot{q}_{Cx} + \mathbf{K}_{Cx} q_{Cx} + \\ k(t)(q_{Cy} - q_{Ay}) + c(t)(\dot{q}_{Cy} - \dot{q}_{Ay}) = -F_N \end{cases} \quad (2)$$

式中: $k(t)$ 和 $c(t)$ 分别为齿轮间啮合刚度和阻尼系数; q_{Ay} 、 \dot{q}_{Ay} 、 \ddot{q}_{Ay} 分别表示主动轮在 y 轴上的位移、速度和加速度。

2.2 混合轮系间的接触力

齿轮在运行过程中因为有力和运动的传递而存在接触和碰撞,在结构参数不变的情况下量化齿轮之间的接触力,在 Adams/view 中可通过补偿法 (restitution) 和冲击函

数法 (impact) 计算接触力^[7]。综合考虑仿真实验状况和计算简易性选择后者,接触力主要来自于两构件因相对切入而产生的弹性力和相对速度而产生的阻力,由 Hertz 接触理论得

$$F_n = K\delta^m + \lambda \dot{\delta} \quad (3)$$

式中: K 为刚度系数; m 为刚性指数; δ 为切入深度; λ 为阻尼系数。

齿轮之间的撞击可以看作两圆柱体之间的撞击问题,而碰撞力特性参数可以从多个角度描述因齿轮碰撞而引起对系统的冲击力。根据 Hertz 碰撞理论:

$$\delta = \frac{\alpha^2}{R} = \left(\frac{9P^2}{16RE^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

式中: α 为泊松系数; P 为撞击时法向接触力大小; $\frac{1}{R} =$

$\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$,其中 R_1 、 R_2 分别为两齿轮接触面在接触位置处的

曲率半径; $\frac{1}{E} = \frac{(1-\mu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\mu_2^2)}{E_2}$,其中 E_1 、 E_2 分别为两齿轮的弹性模量, μ_1^2 、 μ_2^2 分别为两齿轮材料的泊松比。进一步可求得法向接触力和变形量的关系为

$$P = K\delta^{\frac{3}{2}} \quad (5)$$

刚度系数取决于材料的种类和接触位置的结构形状:

$$K = \frac{4}{3} R^{\frac{1}{2}} E \quad (6)$$

2.3 混合轮系虚拟样机的建立

1) 将 Parasolid 格式的 SolidWorks 装配体导入 Adams,新建模型 MODEL_1。

2) 新建连接:固定外齿圈,建立太阳轮、行星架、定轴齿轮相对于大地的旋转副、各销轴与对应行星架的固定副、各行星轮与对应销轴之间的旋转副、各行星架和次级太阳轮之间的固定副(花键连接)。

3) 创建接触:建立各级太阳轮和行星轮、行星轮和外齿圈等齿轮之间的接触,并设置接触力特性参数,接触类型为碰撞接触,刚度 $K = 1.0 \times 10^{-5}$ N/mm,刚度力指数 $m = 2.2$,阻尼 $\lambda = 10$ N · s/mm,切入深度 $\delta = 0.1$ mm。

4) 添加驱动和负载:在第一级太阳轮上添加驱动(初级行星齿轮转速),并在定轴齿轮上添加一方向相反的负载。

在 Adams 中建立的虚拟样机模型如图 2 所示。

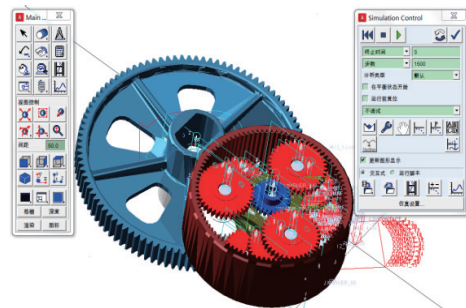


图 2 Adams 虚拟样机

3 混合行星轮系动力学联合仿真

3.1 参数设置

设输入转速: $\omega_{in} \leq 8100 \text{ r/min}$ ($48600^\circ/\text{s}$) (电机转速), 输出转速: $\omega_o \leq 2 \text{ r/min}$ ($12^\circ/\text{s}$), 于 1 s 时刻加定值负载转矩 0.15 Nm, 仿真时间设为 3 s, 仿真步长为 0.001, 允许的最大角位移误差为 1° , 角速度误差为 $0.3^\circ/\text{s}$ 。

1) 设置积分求解器, 采用 GSTIFF 作为动力学积分器, 积分格式选用 13, 积分允许最大误差 0.001。

2) 创建数据接口, 新建状态变量, 输入: 输入转速 v_control、负载力矩 MOTION; 输出: 第四级行星齿轮架转速 v_MM、定轴齿轮转速 v_rotor 以及它们对应的输出加速度 aa_MM 和 a_rotor, 编辑各参数的时域函数。

3) 加载并激活插件 Adams/Control, 然后进行机械系统导出, 输入参数和输出参数如上所列, 选择目标软件: Matlab, 分析类型为非线性^[8], 如图 3 所示。

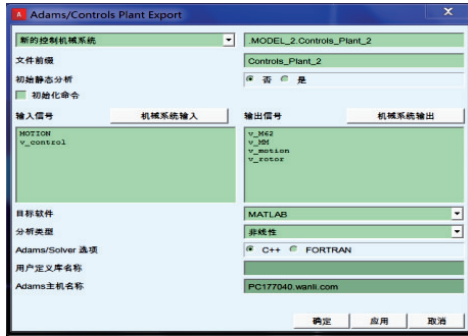


图 3 导出机械系统界面

4) 导出机械系统文件, 在 Matlab/Simulink 中编辑控制系统, 采用基于指数收敛观测器补偿的 PID 控制, 如图 4 所示。

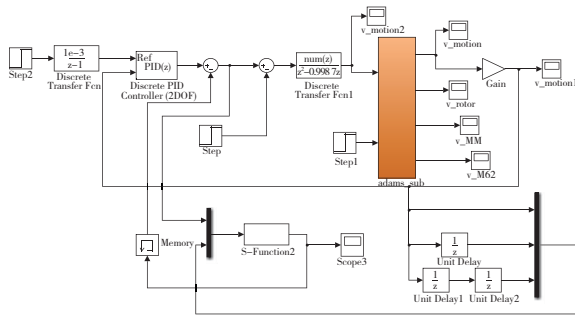


图 4 基于指数收敛观测器补偿的 PID 控制原理图

3.2 电机模型及控制器的选择

本文引入了直流伺服电机模型, 其开环传递函数为

$$G(S) = \frac{\omega(S)}{u(S)} = \frac{K_e}{JL_e S^2 + (RJ + L_e B) S + (K_e K_E + BR)} \quad (7)$$

式中: u 为输入电压值; ω 为输出轴 (灯具) 转速; S 为拉氏算子。

PID 控制结构简单, 鲁棒性强, 广泛应用于伺服系统

中。为了提高控制系统的收敛速度和抗干扰能力, 采用指数收敛观测器对其进行反馈补偿, 观测器或估计器的基本思想是用估计输出与实际输出的差值对实际输出进行修正和补偿。

考虑 SISO 系统动态方程

$$J\ddot{\theta} + b\dot{\theta} = u + d \quad (8)$$

式中: J 为转动惯量; b 为阻尼系数; u 为控制输入; $\ddot{\theta}$ 、 $\dot{\theta}$ 分别为角加速度和角速度; d 为外界干扰。将上式扩展为三阶系统, 可得

$$d = G\ddot{\theta} + J\ddot{\theta} + b\dot{\theta} - u \quad (9)$$

观测器为

$$\dot{\hat{d}} = K(d - \hat{d}) = -K\hat{d} + K(G\ddot{\theta} + J\dot{\theta} - u) \quad (10)$$

一般没有干扰 d 的微分先验知识, 令观测误差为 $\bar{d} = d - \hat{d}$, 相对于观测器的动态特性, 干扰 d 的变化是缓慢的, 则

$$\dot{\bar{d}} \approx -\dot{\hat{d}} \approx -K(d - \hat{d}) = -K\bar{d} \quad (11)$$

即观测误差满足约束: $\dot{\bar{d}} + K\bar{d} = 0$, 此时观测器是指数收敛的, $\bar{d}(t) = \bar{d}(t_0) \exp(-Kt)$, 初值是确定的, 通过调节 K 值可以使估计值 \hat{d} 逼近干扰 d 。又由推导过程分析, 观测器不依赖于 $\ddot{\theta}$ 和 $\dot{\theta}$ 的信息。

对于控制器的调节首先等效建立简易控制模型, 将减速器用比例系数和积分器组合代替, 然后进行调节, 如图 5 所示。

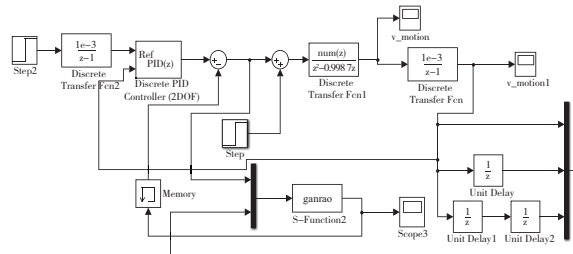


图 5 理想控制模型

在选用相同的控制参数下 (比例、积分、微分参数分别为: $K_p = 10$, $K_i = 0.01$, $K_d = 2$; 阶跃值为 5°), 于电机模型输入端添加了干扰电信号 3 V, 如图 6 所示。

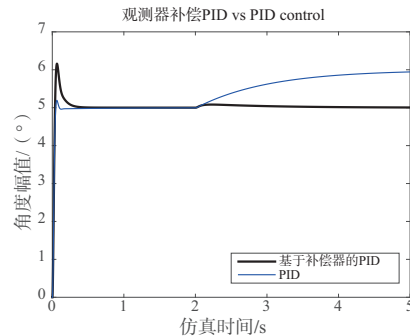


图 6 阶跃响应曲线

通过图 6 可以发现: 相对于普通的 PID 控制, 当加入

了高阶指数收敛观测补偿器时,在响应速度和稳态精度基本不变的情况下,后者的超调量较大,但超调可以通过进一步的调节进行消减,而后的突出点在于成功消除了干扰信号。

3.3 仿真结果分析

1) 图 7 为仿真角位移和理论计算值的误差变化曲线。

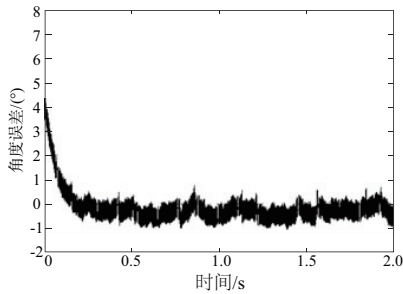


图 7 定轴齿轮角位移误差曲线

从图 7 中可以看出除了起始阶段的冲击响应以外,误差都较稳定地保持在±1°以内,符合设定的误差标准。

2) 根据如下传动比公式:

$$i_{1,3}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = -\frac{Z_3}{Z_1} \quad (12)$$

式中: $i_{1,3}^H$ 为第 1 级和第 3 级传动齿轮相对于行星架 H 的传动比; ω_1 为第 1 级齿轮(太阳轮)的角速度; ω_3 为第 3 级齿轮(外齿圈)的角速度; ω_H 为行星架转动角速度。当 ω_3 为 0,简化上式,得 $\frac{\omega_1}{\omega_H} = \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1}\right)$ 。

在角速度阶跃输入下,因初始阶段较大的速度突变产生了一定的冲击,当处于稳定传动状态时,维持一定幅度的波动,如图 8 所示,定轴齿轮平均角速度为 10.19°/s,与理论计算结果 10.19°/s 相符,满足误差最大允许值 0.3°/s。而通过对输出角加速度曲线(图 9)进行快速傅里叶变换,得到其频域曲线。因多种频率成分的叠加,无法从中直接获取输出齿轮的频率特性和某单个齿轮的振动特性。因此,本文通过对齿轮间啮合时接触应力的时频特性曲线来作分析。

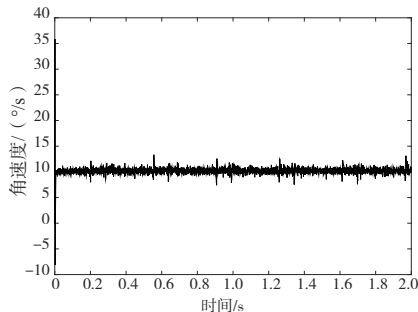


图 8 定轴齿轮角速度曲线

3) 在 2K-H 型行星齿轮中,根据力平衡原理,因为

$$F_{aX} R_X = F_{bX} R_X, \text{ 得}$$

$$F_{HX} = F_{aX} + F_{bX} = 2F_{aX}, \text{ 即 } 3F_{aX}' = 3F_{HX};$$

$$\text{啮合频率: } f = \frac{nZ}{60}。$$

式中: F_{aX} 为太阳轮和行星轮之间的接触力; F_{bX} 为行星轮和外齿圈之间的接触力; R_X 为行星轮的节圆半径; F_{HX} 为行星架上的销轴对行星轮的作用力; F_{aX}' 为第 4 级行星轮和太阳轮之间的接触力; Z 、 n 分别为太阳轮、行星轮的齿数和转速。

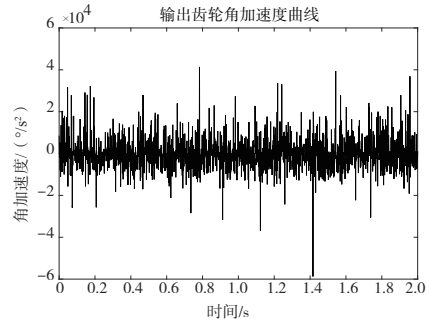


图 9 定轴齿轮角加速度曲线

图 10、图 11 分别为第 2 级行星齿轮(随机选择)和太阳轮在 x 轴方向的接触力和它的幅频特性曲线,接触力大小均匀波动,基本符合力平衡原理,且接触力峰值频率 5.37 Hz 和理论计算值 5.22 Hz 接近。图 12、图 13 分别为第 3 级行星齿轮和太阳轮在 x 轴方向的接触力和幅频特性曲线,其波动频率降低,接触力峰值频率 0.97 Hz 同样接近理论值 1.02 Hz,而第 3 级行星齿轮与外齿圈的接触力和对应幅频特性曲线和图 12、图 13 基本相同,仅相位角不等,从而得出行星轮与太阳轮和行星轮与内齿圈的接触频率相等,皆为所在级别的行星架的转动频率。从建模和仿真经验得:装配精度越高,接触力的幅值分布越均匀,且峰值越小。而该方式仅适应于粗略测试,对于精度要求较高的传动则需要进一步缩小步长,通过啮合频率来精确测试。

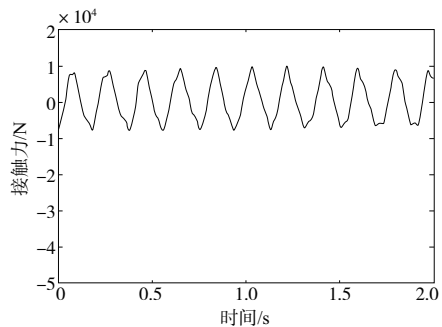


图 10 第 2 级行星轮-内齿圈接触力曲线

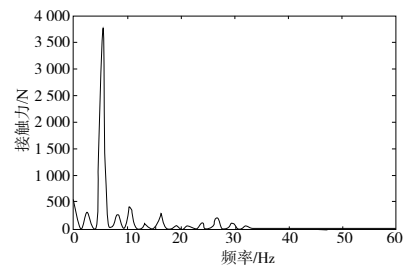


图 11 第 2 级行星轮-内齿圈接触力幅频特性曲线

(下转第 95 页)

5)通过进气方式的优化选择,基本能使发动机燃油消耗率较传统单一进气门控制方式有所改善,最大改善效果近5%。

参考文献:

- [1] FLIERL R, KLÜTING M. The third generation of valvetrains - new fully variable valvetrains for throttle-free load control [C]//SAE Technical Paper Series. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States; SAE International, 2000.
- [2] BORETTI A. Use of variable valve actuation to control the load in a direct injection, turbocharged, spark-ignition engine [C]//SAE Technical Paper Series. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States; SAE International, 2010.
- [3] 张文, 陈家基. 新技术对燃油经济性的重大改进(下) [J]. 轻型汽车技术 2005(1):26-30.
- [4] CLEARY D, SILVAS G. Unthrottled engine operation with variable intake valve lift, duration, and timing [C]//SAE Technical Paper Series. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States; SAE International, 2007.
- [5] 王天友, 张运泉, 王利民, 等. 无节气门负荷控制策略对汽油机性能影响的研究 [J]. 内燃机学报, 2009, 27(3):224-230.

- [6] 胡顺堂, 谢辉, 陈韬, 等. 可变进气门升程对汽油机泵气损失的控制及对燃烧过程的影响 [J]. 燃烧科学与技术, 2011, 17(1):29-34.
- [7] 赵昌普, 钟博, 朱云尧, 等. 可变气门升程对涡轮增压缸内直喷汽油机缸内流动特性的影响 [J]. 天津大学学报, 2013, 46(8):737-742.
- [8] 崔亚彬, 袁中营, 郭峰, 等. 连续可变气门升程技术在汽油机上的应用研究 [J]. 车用发动机, 2019(5):35-40.
- [9] 韩本忠, 李理光, 张力华. 连续可变气门升程系统对发动机燃烧和排放的影响 [J]. 同济大学学报(自然科学版), 2019, 47(增刊1):32-38.
- [10] 韩本忠, 张力华, 傅园松, 等. 连续可变气门升程系统对增压直喷发动机燃油经济性影响的研究 [J]. 内燃机工程, 2019, 40(3):72-79.
- [11] 韩林沛. 均质 EGR 及基于排气回流的分层 EGR 在 GDI 发动机部分负荷的应用研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2016.
- [12] HEYWOOD JB. Internal combustion engine fundamentals [M]. New York: McGrawHill, 1988.

收稿日期:2021-06-07

(上接第 88 页)

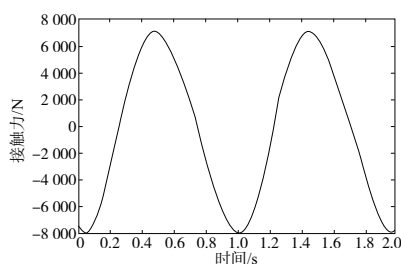


图 12 第 3 级行星轮-太阳轮接触力曲线

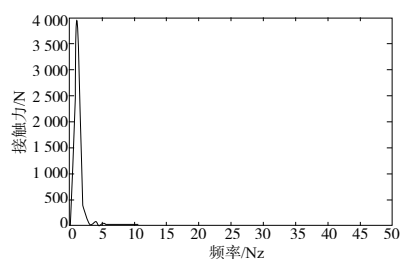


图 13 第 3 级行星轮-太阳轮接触力幅频特性曲线

4 结语

本文结合三维建模、虚拟样机动力学仿真和 Simulink 控制系统仿真,建立了结构较为复杂的四级行星混合减速器直流伺服电机控制系统,借助 Simulink 虚拟控制器和 Adams 后处理功能对部分特性参数在时域和频域内作了检测和分析,验证了基于指数收敛观测器补偿 PID 控制在此联合仿真系统中的成功运用,为复杂模型设计和故障

诊断提供了一种机电一体化建模和分析思路。

遗留问题:1)虽然建立了齿面接触模型,但未考虑摩擦因素和启动惯性问题;2)尚未验证其他控制算法,进而突出该控制算法的优越性;3)速度阶跃响应下,没有严格考虑到位置的实时精度。

参考文献:

- [1] IGLESIAS M, FERNÁNDEZ DEL RINCÓN A, DE JUANAM, et al. Planetary gear profile modification design based on load sharing modelling [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(4):810-820.
- [2] 孔令贤. 基于 Adams 二次开发的复合齿轮传动系统动态接触仿真分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019.
- [3] SENSINGER J W. Efficiency of high-sensitivity gear trains, such as cycloid drives [J]. Journal of Mechanical Design, 2013, 135(7):071006.
- [4] 王建湘, 秦大同. 考虑效率和动力学性能的大速比行星传动 (NGWN(II)) 设计方法 [J]. 机械传动, 2018, 42(1):41-46.
- [5] BODZÁS S. Analysis of the effect of the addendum modification coefficient for contact surfaces of spur gear [J]. Strojnicky Casopis - Journal of Mechanical Engineering, 2019, 69(1):5-16.
- [6] 刘晓乐, 刘后广, 程刚, 等. 基于 ADAMS 的两级行星齿轮断齿故障动态特性分析 [J]. 机械传动, 2015, 39(6):98-102.
- [7] 张云超, 王友仁, 李加兴. 基于 ABAQUS 的圆柱直齿轮齿根裂纹扩展与寿命估计 [J]. 机械制造与自动化, 2021, 50(1):54-56.
- [8] 刘金琨. 先进 PID 控制 MATLAB 仿真 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2016:116-117.

收稿日期:2021-02-01