

1-2-2019

Nonlinear Characteristics of Transmission System of Shearer Cutting Unit

Dongsheng Zhang

School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China;

Haiyang Yu

School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China;

Jianbo Xu

School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China;

Li Yan

School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China;

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Nonlinear Characteristics of Transmission System of Shearer Cutting Unit

Abstract

Abstract: The nonlinear dynamics model of gear transmission system of shearer cutting unit is established. *The nonlinear dynamics theory of gear is applied to the transmission system of shearer cutting unit, and the effect of damping ratio and vibration frequency on the nonlinear dynamics of the system is considered. Fourth order Runge-Kutta method with variable step is employed to solve the nonlinear systems differential equations. The phase plan and Poincare section of the system response are obtained with different parameters.* The results show that the nonlinear influence of the displacement response of the solar wheel is stronger when the damping ratio is lower. And when the excitation frequency from small to large in a certain interval, the displacement response of the solar wheel becomes chaos, and then changes back to periodic phenomenon. This research method provides theoretical support for the related nonlinear problem of the gear transmission system of the shearer cutting unit.

Keywords

shearer cutting unit, gear transmission system, nonlinear dynamic model, response analysis

Recommended Citation

Zhang Dongsheng, Yu Haiyang, Xu Jianbo, Li Yan. Nonlinear Characteristics of Transmission System of Shearer Cutting Unit[J]. Journal of System Simulation, 2018, 30(1): 249-257.

采煤机截割部传动系统非线性特性研究

张东升, 于海洋, 徐健博, 李岩

(辽宁工程技术大学机械工程学院, 辽宁 阜新 123000)

摘要: 以采煤机截割部齿轮传动系统为研究对象, 建立了非线性动力学模型, 将非线性动力学理论应用到采煤机截割部齿轮传动系统中, 综合考虑阻尼比和激振频率对系统非线性动力学的影响, 运用变步长四阶 Runge-Kutta 方法对非线性系统微分方程进行了求解, 得到不同参数下系统响应的相平面图和庞加莱截面图。结果表明: 阻尼比越小, 太阳轮位移响应的非线性影响越大; 激振频率在一定区间由小变大时, 太阳轮位移响应由周期性变为混沌性, 再变为周期性。此研究方法为采煤机截割部齿轮传动系统的相关非线性问题提供了理论支撑。

关键词: 采煤机截割部; 齿轮传动系统; 非线性动力学模型; 响应分析

中图分类号: TD421

文献标识码: A

文章编号: 1004-731X (2018) 01-0249-09

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201801032

Nonlinear Characteristics of Transmission System of Shearer Cutting Unit

Zhang Dongsheng, Yu Haiyang, Xu Jianbo, Li Yan

(School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China)

Abstract: The nonlinear dynamics model of gear transmissionsystem of shearer cutting unit is established. The nonlinear dynamics theory of gear is applied to the transmission system of shearer cutting unit, and the effect of damping ratio and vibration frequency on the nonlinear dynamics of the system is considered. Fourth order Runge-Kutta method with variable step is employed to solve the nonlinear systems differential equations. The phase plan and Poincare section of the system response are obtained with different parameters. The results show that the nonlinear influence of the displacement response of the solar wheel is stronger when the damping ratio is lower. And when the excitation frequency from small to large in a certain interval, the displacement response of the solar wheel becomes chaos, and then changes back to periodic phenomenon. This research method provides theoretical support for the related nonlinear problem of the gear transmission system of the shearer cutting unit.

Keywords: shearer cutting unit; gear transmission system; nonlinear dynamic model; response analysis

引言

采煤机滚筒通常在复杂煤层截割煤壁, 破煤载荷也是随机载荷, 过程是离散的、不规则的, 因此

研究采煤机截割部的齿轮传动系统, 并非简单的线性问题, 而是很复杂的非线性问题^[1]。

孙涛等建立了行星齿轮传动的弯扭耦合非线性动力学模型以及运动微分方程研究星型齿轮系统的非线性动态特性^[2]; 鲍和云建立了两级星型齿轮传动系统的非线性动力学分析模型, 采用增量谐波平衡法研究其非线性频响特性^[3]; 王立华等对具有齿侧间隙和时变啮合刚度耦合的齿轮系统的非



收稿日期: 2015-12-04 修回日期: 2016-02-17;
基金项目: 国家自然科学基金(51304102);
作者简介: 张东升(1978-), 男, 辽宁抚顺, 博士, 教授, 研究方向连续输送机机械动力行为分析与控制; 于海洋(1991-), 男, 辽宁铁岭, 硕士生, 研究方向采煤机非线性振动。

<http://www.china-simulation.com>

线性振动运用数值积分和数值仿真的方法进行了研究^[4]；林腾蛟，王丹华等运用4-5阶变步长Runge-Kutta法对系统的无量纲动力学微分方程进行求解，研究其耦合非线性振动特性^[5]；巫世晶等采用改变参数的方法对Ravigneaux型复合行星齿轮传动系统进行非线性动力学行为分析^[6]。

本文建立了采煤机截割部传动系统的整机非线性动力学模型，将齿轮非线性动力学理论应用于采煤机截割部传动系统，然后对采煤机截割部摇臂的行星齿轮传动系统进行动力学仿真研究其动态特性，为采煤机截割部齿轮传动系统的设计和研究提供理论依据。

1 采煤机截割部齿轮传动系统非线性动力学建模

本文采用集中质量法来建立采煤机截割部齿轮传动系统的振动模型。对于多自由度的截割部摇臂齿轮传动系统，对其造成振动影响的因素有很多，如对所有方面进行研究非常复杂且不容易计算^[7]。因此需要对齿轮传动系统进行简化，简化后的采煤机截割部齿轮传动系统主要机构有电动机、直齿轮和二级行星齿轮系统。其中电动机1台，直齿轮8个，行星齿轮系由太阳轮、内齿圈、行星架和行星轮构成。具体采煤机截割部齿轮传动系统运动简图如图1所示^[8]。

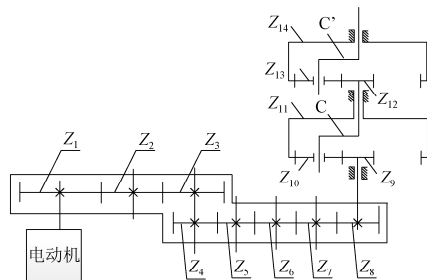


图1 采煤机截割部齿轮传动系统运动简图
Fig. 1 Kinematic diagram of shear cutting unit gear transmission system

图1 采煤机截割部齿轮传动系统运动简图
Fig. 1 Kinematic diagram of shear cutting unit gear transmission system

采煤机截割部齿轮传动系统主要包括：齿轮

$Z_i(i=1\cdots 8)$ 表示第*i*个齿轮，太阳轮 $S_j(j=1、2)$ 表示第*j*级太阳轮、行星齿轮 P_{ij} 表示第*j*(*j*=1、2)级行星架的第*i*(*i*=1、2、3)个行星轮、行星架 $C_j(j=1/2)$ 表示第*j*级行星架、内齿圈 $R_j(j=1、2)$ 表示第*j*级内齿圈，内齿圈固定于地面。

1.1 摇臂直齿轮动力学模型

第*i*个直齿轮动力学模型用图2描述，其中第*i*个直齿轮的输入扭矩为 T_i ；第*i*、*j*(*j*=*i*+1)个直齿轮(*i*=1 \cdots 7)相互作用产生的弹性恢复力为 F_{ij}^p ；第*i*、*j*(*j*=*i*+1)个直齿轮(*i*=1 \cdots 7)相互作用产生的阻尼力 F_{ij}^d 。

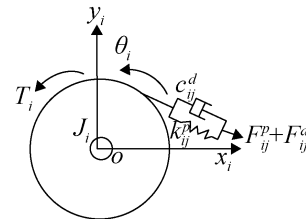


图2 直齿轮动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of spur gears

结合公式 $\sum M = 0$ ，那么第 Z_i 个直齿轮的坐标系振动方程描述为：

$$J_i \ddot{\theta}_i + F_{ij}^p r_{bi} + F_{ij}^d r_{bi} - T_i = 0 \quad (1)$$

式中： r_{bi} 表示直齿轮的基圆半径； J_i 表示直齿轮的转动惯量； θ_i 表示直齿轮的转动的角度。

1.2 太阳轮动力学模型

第*j*级太阳轮受力用图3描述，系统传递到太阳轮的扭矩 T_D ；第*j*级太阳轮和第*j*级第*i*个行星轮(*i*=1、2、3、4、)相互传递产生的弹性恢复力为 F_{spij}^p ；第*j*级太阳轮和第*j*级第*i*个行星轮(*i*=1、2、3、4、)相互传递产生的阻尼力为 F_{spij}^d 。

结合公式 $\sum M = 0$ ，那么关于第*j*级太阳轮的振动方程描述为：

$$J_{sj} \ddot{\theta}_{sj} + \sum_{i=1}^N (F_{spij}^p + F_{spij}^d) r_{bsj} - T_D = 0 \quad (2)$$

式中： J_{sj} 为第*j*级太阳轮的转动惯量； r_{bsj} 为第*j*级太阳轮的基圆半径。

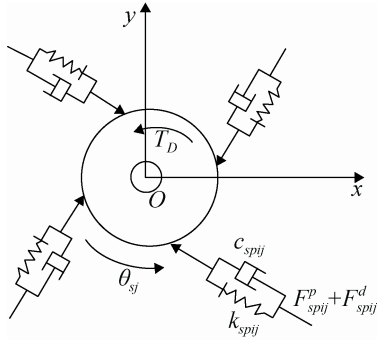


图 3 关于第 j 级太阳轮的动力学模型
Fig. 3 Dynamic model of the No. j sun wheel

1.3 行星轮动力学模型

第 j 级第 i 个行星轮受力图如图 4 所示, 第 j 级太阳轮和第 j 级第 i 个行星轮(i=1、2、3、4、)相互传递产生的弹性恢复力为 F_{spi}^p ; 第 j 级太阳轮和第 j 级第 i 个行星轮(i=1、2、3、4、)相互传递产生的阻尼力为 F_{spi}^d ; 第 j 级内齿圈和第 j 级第 i 个行星轮(i=1、2、3、4、)相互传递产生的弹性恢复力为 F_{rpi}^p ; 第 j 级内齿圈和第 j 级第 i 个行星轮(i=1、2、3、4、)相互传递产生的阻尼力为 F_{rpi}^d ; 行星轮旋转的角度。

结合公式 $\sum M = 0$, 那么关于行星齿轮的振动方程描述是:

$$J_{pij} \ddot{\theta}_{pij} - (F_{spi}^p + F_{spi}^d - F_{rpi}^p - F_{rpi}^d) r_{bpij} = 0 \quad (3)$$

式中: J_{pij} 为行星轮转动惯量; r_{bpij} 为行星轮基圆半径。

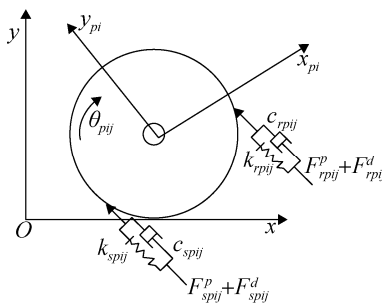


图 4 行星轮动力学模型
Fig. 4 Dynamic model of planet gear

1.4 行星架动力学模型

因为行星架与行星轮做同时进行工作, 所以将他们当成一个整体统一来研究(简称行星架)。[8]第

j 级行星架受力如向图 5 描述, 用 F_{spi}^p 表示第 j 级太阳轮与第 j 级第 i 个行星轮(i=1、2、3、4、)相互传递产生的弹性恢复力[9]; F_{spi}^d 表示第 j 级太阳轮与第 j 级第 i 个行星轮(i=1、2、3、4、)相互传递产生的阻尼力; F_{rpi}^p : 内齿圈与第 j 级第 i 个行星轮(i=1、2、3、4、)相互传递产生的弹性恢复力; F_{rpi}^d : 内齿圈与第 j 级第 i 个行星轮(i=1、2、3、4、)相互传递产生的阻尼力; T_L : 传递行星架的行星轮驱动转矩。

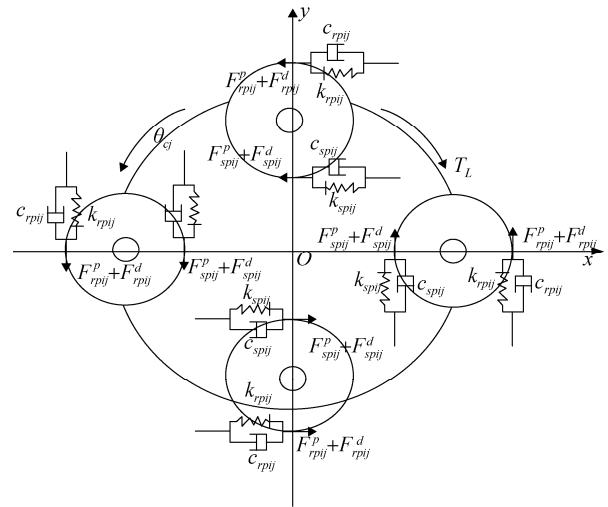


图 5 第 j 级行星架动力学模型
Fig. 5 Dynamic model of the No. j planet carrier

结合公式 $\sum M = 0$, 那么关于第 j 级行星架的振动列式描述为:

$$(J_{cj} + \sum_{i=1}^N m_{pij} r_{cj}^2) \ddot{\theta}_{cj} - \sum_{i=1}^N (F_{spi}^p + F_{spi}^d + F_{rpi}^p + F_{rpi}^d) r_{bcj} + T_L = 0 \quad (4)$$

式中: J_{cj} 为第 j 级行星架转动惯量; (i=1、2) r_{bcj} 为第 j 级行星架基圆半径。

1.5 整个系统的动力学数学方程描述

经过以上分析, 整个系统的动力学数学方程描述如式(5)所示。式中 k_{c2} 为行星架与太阳轮相互作用产生的弹性刚度; c_{c2} 为行星架与太阳轮相互作用产生的啮合阻尼; i_1 为第 1 级行星齿轮传动比; i_2 为第 2 级行星齿轮传动比[9]。

$$\begin{cases}
 J_2 \ddot{\theta}_2 - F_{12}^p r_2 - F_{12}^d r_2 + F_{23}^p r_2 + F_{23}^d r_2 = 0 \\
 J_3 \ddot{\theta}_3 - F_{23}^p r_3 - F_{23}^d r_3 + F_{43} r_3 = 0 \\
 J_4 \ddot{\theta}_4 - F_{34} r_4 + F_{45}^p r_4 + F_{45}^d r_4 = 0 \\
 J_5 \ddot{\theta}_5 - F_{45}^p r_5 - F_{45}^d r_5 + F_{56}^p r_5 + F_{56}^d r_5 = 0 \\
 J_6 \ddot{\theta}_6 - F_{56}^p r_6 - F_{56}^d r_6 + F_{67}^p r_6 + F_{67}^d r_6 = 0 \\
 J_7 \ddot{\theta}_7 - F_{67}^p r_7 - F_{67}^d r_7 + F_{78}^p r_7 + F_{78}^d r_7 = 0 \\
 J_8 \ddot{\theta}_8 - F_{78}^p r_8 - F_{78}^d r_8 + T_D = 0 \\
 J_{s1} \ddot{\theta}_{s1} + \sum_{i=1}^4 (F_{spi1}^p + F_{spi1}^d) r_{bs1} = T_D \\
 J_{pi1} \ddot{\theta}_{pi1} - (F_{spi1}^p + F_{spi1}^d - F_{rpi1}^p - F_{rpi1}^d) r_{bpi1} = 0 \\
 (J_{c1} + \sum_{i=1}^4 m_{pi1} r_{c1}^2) \ddot{\theta}_{c1} - \\
 \sum_{i=1}^4 (F_{spi1}^p + F_{spi1}^d + F_{rpi1}^p + F_{rpi1}^d) r_{bc1} + \\
 [k_{c2} (\frac{\dot{x}_{c1}}{r_{c1}^2} - \frac{\dot{x}_{s2}}{r_{c1} r_{s2}}) + c_{c2} (\frac{\dot{x}_{c1}}{r_{c1}^2} - \frac{\dot{x}_{s2}}{r_{c1} r_{s2}})] r_{bc1} = -i_1 T_D \\
 J_{s2} \ddot{\theta}_{s2} + \sum_{i=1}^3 (F_{spi2}^p + F_{spi2}^d) r_{bs2} - \\
 k_{c2} (\frac{\dot{x}_{c1}}{r_{c1} r_{s2}} - \frac{\dot{x}_{s2}}{r_{s2}^2}) r_{bs2} - c_{c2} (\frac{\dot{x}_{c1}}{r_{c1}^2} - \frac{\dot{x}_{s2}}{r_{c1} r_{s2}}) r_{bs2} = i_1 T_D \\
 J_{pi2} \ddot{\theta}_{pi2} - (F_{spi2}^p + F_{spi2}^d - F_{rpi2}^p - F_{rpi2}^d) r_{bpi2} = 0 \\
 (J_{c2} + \sum_{i=1}^3 m_{pi2} r_{c2}^2) \ddot{\theta}_{c2} - \\
 \sum_{i=1}^3 (F_{spi2}^p + F_{spi2}^d + F_{rpi2}^p + F_{rpi2}^d) r_{bc2} = -i_1 i_2 T_D
 \end{cases} \quad (5)$$

文献[10]中对上述采煤机截割部传动系统动力学数学方程进行了正确性验证, 这里不再累赘。

因为行星齿轮系统中, 齿轮副之间有齿侧间隙, 导致系统的约束不完整, 所以这个系统的方程组即式(5)是半正定系统, 其方程解不是确定值。为了减少刚体位移对系统造成的影响, 对整个方程组的求解需要降维, 则需要假设如下:

$$\begin{cases}
 x_{spij} = x_{sj} - x_{pij} - x_{cj} - e_{spij}(t) \\
 x_{scj} = x_{sj} - 2x_{cj} \\
 x_{rpij} = x_{scj} - x_{spij} - e_{spij}(t) - e_{rpij}(t)
 \end{cases} \quad (6)$$

式中: x_{scj} : 第 j 级内外啮合相互作用线上的位移叠加; x_{spij} : 第 j 级太阳轮与第 j 级第 i 个行星轮啮合相互作用的位移; x_{rpij} : 第 j 级内齿圈和第 j 级第 i

个行星轮啮合相互作用的位移。

式(5)方程变形如下:

$$\begin{aligned}
 & \ddot{x}_{spi2} + (\frac{1}{m_{s2}} + \frac{1}{m_{c2}}) \sum_{i=1}^3 k_{spi2}(t) f(x_{spi2}, b_{spi2}) + \\
 & (\frac{1}{m_{s2}} + \frac{1}{m_{c2}}) \times \sum_{i=1}^3 c_{spi2} \dot{x}_{spi2} + \frac{1}{m_{pi2}} k_{rpi2}(t) f(x_{spi2}, b_{spi2}) + \\
 & \frac{1}{m_{pi2}} c_{rpi2} \dot{x}_{spi2} - \frac{1}{m_{pi2}} k_{rpi2}(t) \times \\
 & f(x_{sc2} - x_{spi2} - e_{spi2} - e_{rpi2}, b_{rpi2}) - \\
 & \frac{1}{m_{pi2}} c_{rpi2} (\dot{x}_{sc2} - \dot{x}_{spi2} - \dot{e}_{spi2} - \dot{e}_{rpi2}) + \\
 & \frac{1}{m_{c2}} \sum_{i=1}^3 k_{rpi2}(t) f(x_{sc2} - x_{spi2} - e_{spi2} - e_{rpi2}, b_{rpi2}) + \\
 & \frac{1}{m_{c2}} \sum_{i=1}^3 c_{rpi2} (\dot{x}_{sc2} - \dot{x}_{spi2} - \dot{e}_{spi2} - \dot{e}_{rpi2}) - \\
 & \frac{1}{m_{s2}} [k_{c2} (\frac{\dot{x}_{c1}}{r_{c1} r_{s2}} - \frac{\dot{x}_{s2}}{r_{s2}^2}) + c_{c2} (\frac{\dot{x}_{c1}}{r_{c1}^2} - \frac{\dot{x}_{s2}}{r_{c1} r_{s2}})] = \\
 & \frac{i_1 T_D}{m_{s2} r_{bs2}} + \frac{i_1 i_2 T_D}{m_{c2} r_{bc2}} - \ddot{e}_{spi2}(t) \\
 & \ddot{x}_{sc2} + (\frac{1}{m_{s2}} + \frac{2}{m_{c2}}) \sum_{i=1}^3 k_{spi2}(t) f(x_{spi2}, b_{spi2}) + \\
 & (\frac{1}{m_{s2}} + \frac{2}{m_{c2}}) \times \sum_{i=1}^3 c_{spi2} \dot{x}_{spi2} + \\
 & \frac{2}{m_{c2}} \sum_{i=1}^3 k_{rpi2}(t) f(x_{sc2} - x_{spi2} - e_{spi2} - e_{rpi2}, b_{rpi2}) + \\
 & \frac{2}{m_{c2}} \sum_{i=1}^3 c_{rpi2} (\dot{x}_{sc2} - \dot{x}_{spi2} - \dot{e}_{spi2} - \dot{e}_{rpi2}) - \\
 & \frac{1}{m_{s2}} [k_{c2} (\frac{\dot{x}_{c1}}{r_{c1} r_{s2}} - \frac{\dot{x}_{s2}}{r_{s2}^2}) + c_{c2} (\frac{\dot{x}_{c1}}{r_{c1}^2} - \frac{\dot{x}_{s2}}{r_{c1} r_{s2}})] = \\
 & \frac{i_1 T_D}{r_{bs2} m_{s2}} + \frac{2i_1 i_2 T_D}{r_{bc2} m_{c2}}
 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned}
 \text{其中: } m_{sj} &= J_{sj} / r_{bsj}^2; \quad m_{pij} = J_{pij} / r_{bpij}^2; \\
 m_{cj} &= (J_c + \sum_{i=1}^N m_{pij} r_{cj}^2) / r_{bcj}^2.
 \end{aligned}$$

2 非线性动力学特性仿真及求解

本文建立了采煤机截割部齿轮传动系统整体

的动力学模型, 并从动力学角度出发, 综合考虑齿轮啮合阻尼和齿轮误差激振频率来研究齿轮传动系统非线性振动特性。其中系统输入参数有: 直齿轮个数, 行星轮个数, 各齿轮质量和转动惯量, 各齿轮的基圆半径, 系统输入转矩, 啮合刚度, 啮合阻尼, 内外啮合线的齿轮误差, 求解时间。本文啮合刚度取 $\sigma = 0.5$, 系统其它基本参数如表 1 所示。

通过理论分析容易看出第一级和第二级行星齿轮系统的性质是类似的, 所以这里仅以第一级行星齿轮系统为例, 对采煤机截割部齿轮传动系统进行仿真分析。

2.1 不同阻尼比下系统的响应

在齿轮系统的线性振动中, 阻尼比仅仅对振幅有一定的影响, 对齿轮系统的振动形式和性质没什么影响, 但在齿轮系统的非线性振动中, 阻尼比对系统特性的影响是非常明显的。

本文通过变化啮合阻尼比参数来研究行星齿轮

系统非线性特性的变化情况。首先保持齿轮系统基本输入参数不变, 如表 1 所示, 令啮合刚度 $\sigma = 1.5$, 误差激振频率 $\Omega = 1.0$, 让阻尼比 ζ 在 0.08~0.2 之间取值, 这里分别让 $\zeta = 0.2, 0.1, 0.05$, 通过仿真分别得到行星齿轮系统的太阳轮位移变化图像、相平面图及庞加莱截面图, 如图 6~8 所示。

从图 6 中可以看出, 当阻尼比 $\zeta = 0.2$ 时, 第一级行星齿轮系统的太阳轮位移的响应时间历程为一条规律的的正弦曲线, 相平面图仅由一个椭圆构成, 而且庞加莱截面仅仅存在一个点, 这充分说明第一级行星齿轮系统的太阳轮位移响应是单频激励、简单响应与简单的线性系统取得的结果类似。

当阻尼比 $\zeta = 0.1$ 时, 仿真图像如图 7 所示, 第一级系统太阳轮位移的响应变为周期 2 响应, 即这个系统是频率为 $\Omega/2$ 的周期响应运动, 相平面图仅由一个椭圆构成, 庞加莱截面仅存在两个点。

表 1 采煤机截割部齿轮参数

Tab. 1 Shearer cutting unit rocker gear parameters

序号	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9	Z_{10}	Z_{11}	Z_{12}	Z_{13}	Z_{14}
模数	8	8	8	9	9	9	9	9	7	7	7	10	10	10
传动比	1.68	1.68	1.68	1.48	1.48	1.48	1.48	1.48	5.053	5.053	5.053	4.571	4.571	4.571
齿数	25	41	42	27	37	37	37	40	19	29	77	21	27	75
厚度(mm)	95	119	95	148	148	148	148	148	120	120	120	180	180	180
质量(kg)	23	77	64	52	98.6	98.6	98.6	114	12.3	29.2	12.3	47.5	77.5	36.3
转动惯量 (kg/mm^2)	123099	869358	640220	566519	1384911	1384911	1384911	1753448	73113	215222	505326	630802	1188947	2997187
转速 (r/min)	1485	905	884	884	645	645	645	597	597	432	0	118	98	0

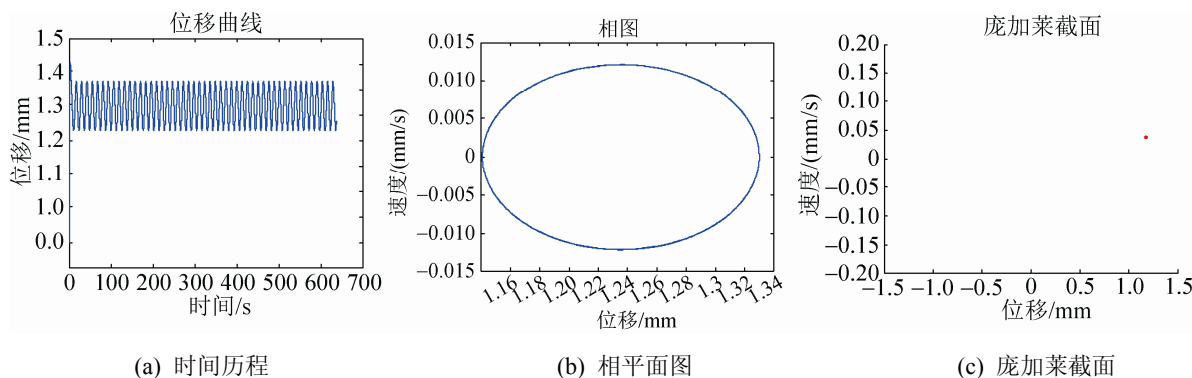
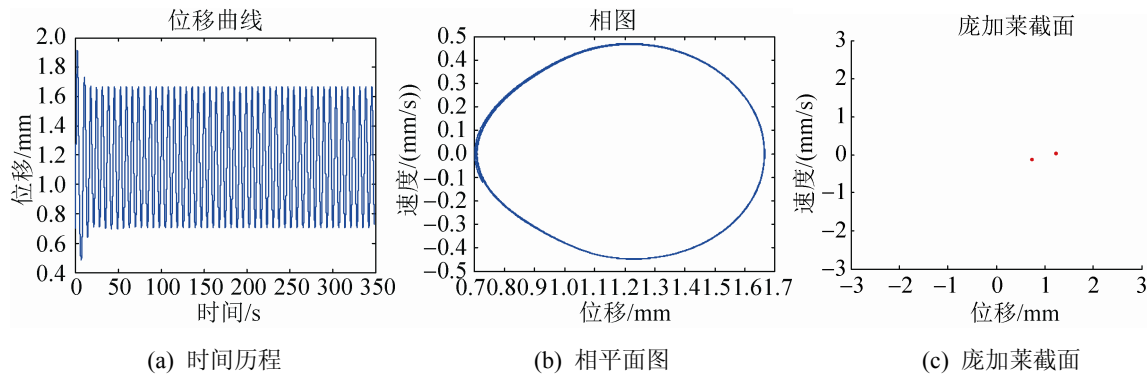
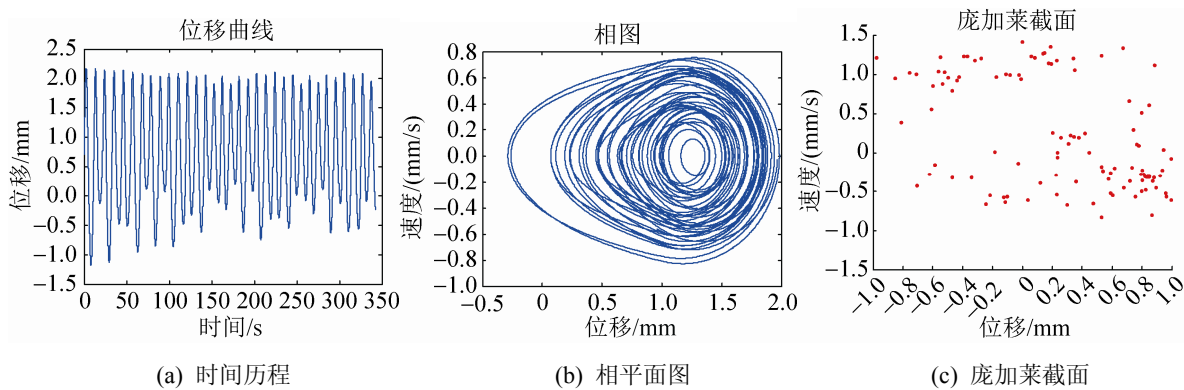


图 6 $\zeta = 0.2$ 时第一级行星齿轮系统的太阳轮位移响应曲线

Fig. 6 The sun wheel displacement response curve of the first stage planetary gear system ($\zeta = 0.2$)

图7 $\zeta=0.1$ 时第一级行星齿轮系统的太阳轮位移响应图Fig. 7 The sun wheel displacement response diagram of the first stage planetary gear system ($\zeta=0.1$)图8 $\zeta=0.05$ 时第一级行星齿轮系统的太阳轮位移响应图Fig. 8 The sun wheel displacement response diagram of the first stage planetary gear system ($\zeta=0.05$)

当阻尼比 $\zeta=0.05$ 时,仿真图像如图8所示,这个情况的行星齿轮系统太阳轮位移的响应出现混沌现象,位移随时间的变化没有周期性,而且庞加莱截面显示的点假想应该有无数个点,而实际仅显示有限个周期的个数。

通过以上分析可看出,在一定区间内,随着当阻尼比的逐渐减小,行星齿轮系统的太阳轮位移响应的非线性现象越来越明显,最后则出现混沌现象。

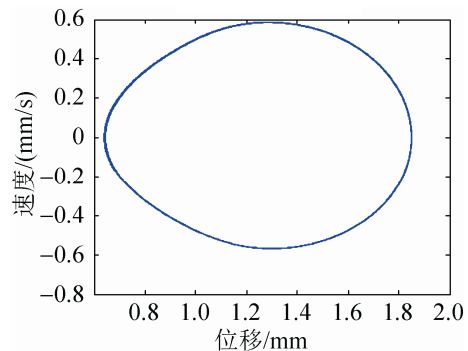
2.2 不同激振频率下系统的响应

在动态激励的影响下,齿轮传动系统具有一系列的动态反应,是弹性的机械系统,其动态激励分为两类:内部激励与外部激励。外部激励与其他机械机构的额外激励相差无几,但内部激励却相差很多。内部激励有以下3种表现模式:刚度激励、啮合激励、误差激励。

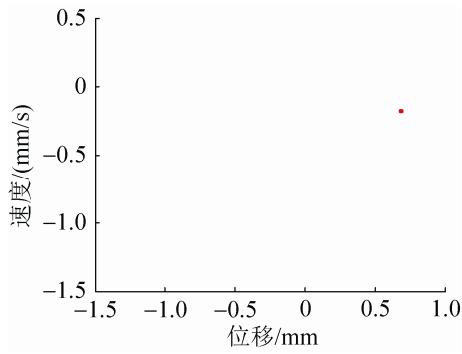
本文研究误差激振频率下系统的响应,同样先

保持齿轮系统基本输入参数不变,如表1所示,令啮合刚度 $\sigma=0.5$,阻尼比 $\zeta=0.1$,误差激振频率 Ω 的数值在0.6~1.8的区间中选取。

当综合激振频率 $\Omega=0.6$ 时,仿真图像如图9所示,第一级行星齿轮系统的太阳轮位移响应的相平面图仅由一个椭圆构成,而且庞加莱截面仅仅存在一个点,从而可以看出该情况下的响应是单频激励、简单响应。



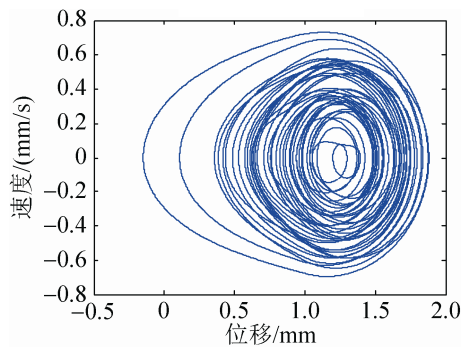
(a) 相平面图像



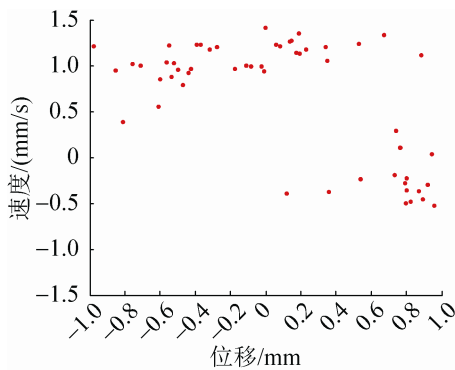
(b) 庞加莱截面像

图 9 $\Omega=0.6$ 第一级行星齿轮系统的太阳轮位移响应面
Fig.9 The sun wheel displacement response surface of the first stage planetary gear system ($\Omega=0.6$)

当综合激振频率 $\Omega=0.8$ 时, 仿真如图 10 所示, 第一级行星齿轮系统的太阳轮位移的响应表现出混沌现象, 而且在庞加莱截面显示的点有无数个点。



(a) 相平面图像

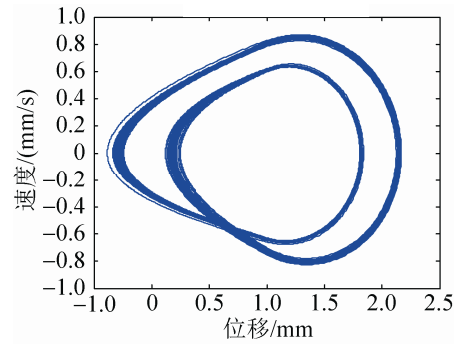


(b) 庞加莱截面像

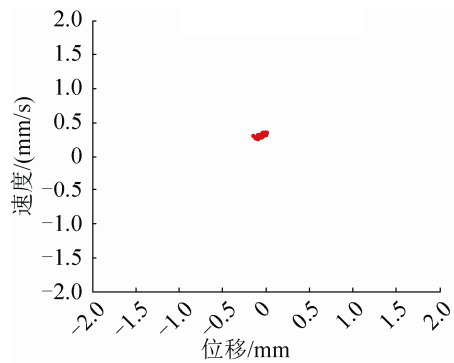
图 10 $\Omega=0.8$ 第一级行星齿轮系统的太阳轮位移响应面
Fig.10 The sun wheel displacement response surface of the first stage planetary gear system ($\Omega=0.8$)

当综合激振频率 $\Omega=1.2$ 时, 仿真图像如图 11 所示, 第一级齿轮系统的太阳轮位移的相图图像是

存在一定的非椭圆闭合曲线带, 庞加莱截面上有一些离散点聚集在一起, 近似具有周期运动, 通常把这类轨迹叫做拟周期运动, 此时把第一级齿轮系统的太阳轮位移的响应为拟周期运动。



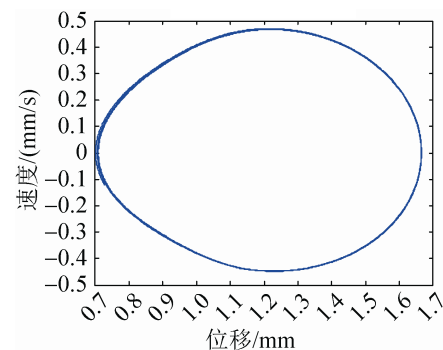
(a) 相平面图像



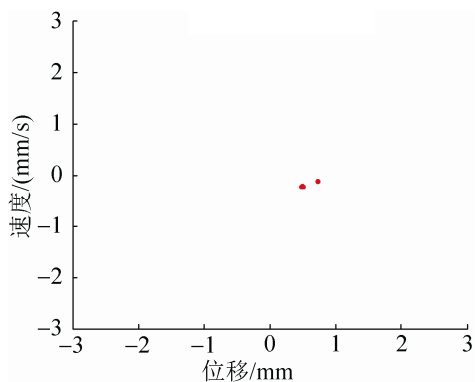
(b) 庞加莱截面像

图 11 $\Omega=1.2$ 第一级行星齿轮系统的太阳轮位移响应面
Fig.11 The sun wheel displacement response surface of the first stage planetary gear system ($\Omega=1.2$)

最后选取综合激振频率 $\Omega=1.8$ 仿真图像如图 12 所示, 第一级系统的太阳轮位移的相图图像是两个椭圆, 在庞加莱截面的图像中显示有两个离散点, 把这时的响应叫做二周期响应。



(a) 相平面图像



(b) 庞加莱截面像

图 12 $\Omega=1.8$ 第一级行星齿轮系统的太阳轮位移响应面
Fig.12 The sun wheel displacement response surface of the first stage planetary gear system ($\Omega=1.8$)

通过以上分析可以看出,在一定范围内,若激励频率不断变大,那么系统的响应图像会从具有周期响应的曲线变成具有混沌响应的曲线,接着再变成具有周期响应的曲线图像,不再是只有高旋转速度的情形下才会出现混沌现象。

3 结论

考虑了不同阻尼比和综合激励频率对第一级行星齿轮系统的太阳轮位移响应的影响。运用变步长四阶 Runge-Kutta 方法对微分方程进行了解答计算,并获得不同参数下系统响应的相平面图像和庞加莱截面图像。最后对比分析不同参数下的仿真结果得到如下结论:

1、在一定区间内,当阻尼比较大时,行星齿轮系统的太阳轮位移响应非线性现象并不突出;当阻尼比逐渐减小时,行星齿轮系统的太阳轮位移响应的非线性现象越来越明显,最后出现混沌现象。

2、当激励频率的数值在一定区间内由小变大时,行星齿轮系统的太阳轮位移响应呈现由周期响应变为混沌响应再变回周期响应的规律。

3、通过整个系统的动力学方程求解过程可以很容易看出,第二级行星齿轮系统跟第一级行星齿轮系统具有相似的非线性特性,与实际工况相符合。

4、采煤机截割部齿轮传动系统在往复运转时,齿侧间隙会引起系统冲击,导致误差激励频率的变

化,使时变阻尼比和误差激励频率产生耦合作用,导致齿轮传动系统的非线性特性表现十分明显。

参考文献:

- [1] 煤炭技工教材编审委员会. 采煤机[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 2000.
The national coal mechanic teaching materials committee. Shearer[M] Beijing: China coal industry publishing house, 2000.
- [2] 孙涛, 沈允文. 行星齿轮传动非线性动力学模型与方程[J]. 机械工程学报, 2002, 38(3): 6-10.
SUN Tao, SHEN Yunwen. Study on Nonlinear Dynamic Behavior of Planetary Gear Train Dynamic Model and Governing Equations[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(3): 6-10.
- [3] 鲍和云, 朱如鹏. 基于增量谐波平衡法的星型齿轮传动非线性动力学分析[J]. 机械科学与技术, 2008, 27(8): 1038-1042.
BAO Heyun, ZHU Rupeng. Nonlinear Dynamic Analysis of 2-Stage Star Gear Train Based on Incremental Harmonic Balance Method[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2008, 27(8): 1038-1042.
- [4] 王立华, 李润方, 林腾蛟, 等. 齿轮系统时变刚度和间隙非线性振动特性研究[J]. 中国机械工程, 2003, 14(13): 1143-1146.
WANG Lihua, LI Runfang, LIN Tengjiao, et al. Research on Nonlinear Vibration Characteristics due to Time-varying Mesh Stiffness and Gear Backlash in Gear System[J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(13): 1143-1146.
- [5] 林腾蛟, 王丹华, 冉雄涛, 等. 多级齿轮传动系统耦合非线性振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2013, 32(17): 1-7.
LIN Tengjiao, WANG Danhua, RAN Xiongtao, et al. Coupled Nonlinear Vibration Analysis of a Multi-stage Gear Transmission System[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(17): 1-7.
- [6] 巫世晶, 刘振皓, 王晓笋, 等. 基于谐波平衡法的复合行星齿轮传动系统非线性动态特性[J]. 机械工程学报, 2011, 47(1): 55-61.
WU Shijing, LIU Zhenhao, WANG Xiaosun, et al. Nonlinear Dynamic Characteristics of Compound Planetary Gear Train Sets Based on Harmonic Balance Method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(1): 55-61.

(下转第 265 页)

<http://www.china-simulation.com>