

质量偏心故障下采煤机 摇臂传动系统动态特性

李军*

(霍州煤电集团 吕梁山煤电公司,山西 吕梁 033100)

摘要:以采煤机摇臂传动系统模型为研究对象,应用 ADAMS 软件对齿轮存在质量偏心故障的工况进行动力学仿真,得到了高速齿轮在质量偏心分别为 0.00,0.05,0.10 kg 三种故障下旋转角加速度的时域和频域曲线.对仿真数据分析得知:齿轮质量偏心故障对传动系统的启动具有重要影响,主要原因是由于启动阶段电机输入的加速度与质量偏心造成的离心力相互耦合作用的结果;对角加速度进行频谱分析发现,随着质量偏心故障的加重,系统一级啮合频率对角加速度的影响不断加大,并且角加速度幅值也明显增大,但是二级啮合频率对故障齿轮角加速度的影响却逐渐减小.本研究结果对采煤机摇臂系统的设计和应用具有一定的指导意义.

关键词:摇臂传动;动态特性;建模仿真;ADAMS

中图分类号:TD63⁺2

文献标志码:A

文章编号:1672-9102(2020)02-0068-05

On Dynamic Characteristics of Rocker Drive System of Shearer Under Eccentric Mass Failure

Li Jun

(Lvliangshan Coal and Electricity Company, Huozhou Coal Group Corporation, Lvliang 033100, China)

Abstract: Taking the model of the driving system of the rocker arm of the shearer as the research object, ADAMS software is used to conduct the dynamic simulation on the condition of mass eccentricity fault of the gear, and the time-domain and frequency-domain curves of the rotating angular acceleration of the high-speed gear under different faults with mass eccentricity of 0.00, 0.05 and 0.10 kg are obtained. The analysis results of the simulation data show that the eccentricity of the gear mass has an important impact on the startup of the transmission system. The main reason is the result of the interaction between the acceleration of the motor input and the centrifugal force caused by the eccentric mass during the start-up phase. The spectrum analysis of the angular acceleration finds that with the increase of the mass eccentric fault, the system's first-order meshing frequency has an increasing effect on the angular acceleration. In addition, as the mass eccentricity increases, the amplitude of angular acceleration increases significantly, the more obvious the periodicity, the more intense the vibration. The research results have provided guidance for the design and application of shearer rocker system.

Keywords: rocker driving; dynamic characteristics; modeling and simulation; ADAMS

采煤机作为煤矿生产中“两机一架”的关键设备,对煤矿产业发展和采煤效率的提高至关重要,摇臂齿轮传动作为采煤机的关键部件,其主要功能是将采煤机的动力传递至截割滚筒,实现对煤层的开采^[1-3].采煤机摇臂传动系统一方面由于工作环境恶劣,工作过程中经常受到外部较为激烈的载荷冲击,

另一方面齿轮内部传动误差及啮合刚度等因素会形成系统内部激励,加剧摇臂齿轮传动系统振动,增大系统发生故障的概率,经常会造成齿轮转动过程中出现回转质量不平衡、几何偏差、断齿等故障^[4,5],特别是在齿轮高速运转时,对摇臂传动系统的可靠性和稳定性造成严重影响。

为了提高采煤机摇臂传动系统的可靠性,降低系统发生故障的几率,本文对采煤机摇臂传动系统中齿轮存在质量偏心故障下的动态特性进行了研究,为齿轮传动系统的在线监测和故障诊断提供依据。

1 摇臂传动系统结构

采煤机摇臂传动系统的作用是将电机输入扭矩通过齿轮传动系统最终传递至截割滚筒,从而实现滚筒对煤层的落煤,其结构如图1所示.系统主要由2级定轴齿轮传动和2级2K-H型行星齿轮传动组成,电机输出的扭矩 T_{in} 首先传递至齿轮 Z_1 ,再由 Z_1 传递至 Z_2 ,一直传递至 Z_8 ,其中包括惰轮 Z_2, Z_5, Z_6, Z_7 ,系统中增加惰轮的主要作用是为了适应采煤机对切割高度的要求.2K-H型行星齿轮传动具有较大传动比和较好的传动效率,并且占用体积不大,系统中的齿轮 Z_8 将扭矩传递至第一级太阳轮 Z_s^1 ,经过行星轮 Z_{pn}^1 、内齿圈 Z_r^1 传递至行星架 Z_c^1 ;再经第二行星传动系统的太阳轮 Z_s^2 、行星轮 Z_{pn}^2 、内齿圈 Z_r^2 、行星架 Z_c^2 ,最终传递至采煤机滚筒部分。

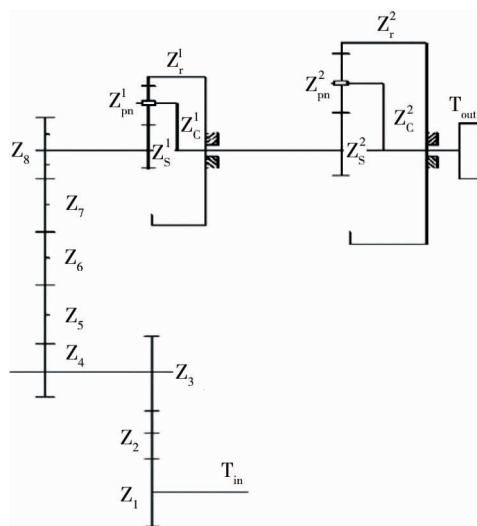


图1 摇臂传动系统

2 摇臂齿轮传动系统虚拟样机的建立

2.1 装配模型的建立

根据采煤机摇臂传动系统中各齿轮的参数,应用UG中的齿轮工具箱进行参数化建模.在齿轮工具箱中选择渐开线圆柱齿轮,通过输入齿轮模数、齿数、齿宽、压力角等参数形成齿轮三维模型.其他轴类零件通过绘制草图、特征操作、布尔操作实现模型的建立,并在UG装配环境下实现对上述各零件的组装。

2.2 动力学模型建立

ADAMS虚拟样机分析软件对于机械系统中复杂的运动学和动力学仿真具有较强优势^[6].将UG装配模型导入ADAMS/view环境中建立动力学模型,通过施加旋转副和固定副给模型添加约束.2级定轴传动系统的齿轮 $Z_1 \sim Z_8$ 分别施加相对于地面的旋转副,2K-H型行星齿轮传动中各行星齿轮添加相对于行星架的旋转副,内齿圈添加相对于地面的固定副,行星架添加相对于地面的旋转副,组建的动力学模型如图2所示。

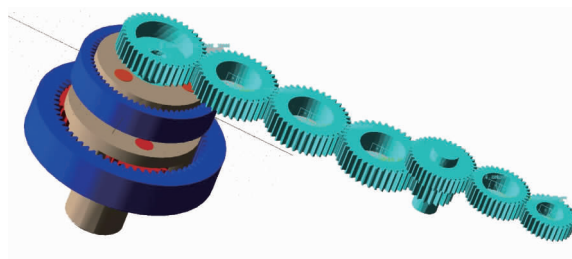


图2 摇臂传动系统模型

2.3 齿轮副接触力的参数计算

在仿真分析中将齿轮副的啮合力用接触力代替,通过碰撞函数接触算法对接触力进行计算,接触力 F 为^[7]

$$F = \begin{cases} Kx^e + F_s(x, 0, 0, d_{\max}, C_{\max}) x', & x \leq 0; \\ 0, & x > 0. \end{cases} \quad (1)$$

式中: K 为接触刚度, N/mm ; x 为齿间距离, mm ; e 为碰撞指数, 金属材料一般取值 1.5; F_s 为阶跃函数; C_{\max} 为最大穿透深度时阻尼系数, $(\text{N} \cdot \text{sec})/\text{mm}$; d_{\max} 为最大阻尼时穿透深度, 取值 0.1.

假设各啮合齿轮各向同性且材质均匀, 根据文献[8]可以得出接触刚度为

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

式中: ρ 为综合曲率半径, mm ; E^* 为综合弹性模量, MPa . 且

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (3)$$

式中: R_1, R_2 为相互啮合两齿轮的当量半径, mm . 计算过程中可以用齿轮分度圆半径近似代替.

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (4)$$

式中: E_1, E_2 为相互啮合两齿轮的弹性模量, 本文计算时取 $E_1 = E_2 = 2.07 \times 10^5 \text{ MPa}$; ν_1, ν_2 为相互啮合两齿轮的泊松比, 取值 0.29.

根据式(2)~式(4), 对各齿轮副接触刚度和阻尼进行计算, 具体数值如表 1 所示.

表 1 各齿轮副接触刚度和阻尼

齿轮副	接触刚度/(10^4 N/mm)	接触阻尼
$Z_1 Z_2$	1.887	12
$Z_2 Z_3$	1.768	20
$Z_4 Z_5$	2.377	250
$Z_5 Z_6$	1.567	152
$Z_7 Z_8$	1.546	110
$Z_5^1 Z_{\text{pn}}^1$	2.194	25
$Z_7^1 Z_{\text{pn}}^1$	1.755	16
$Z_5^2 Z_{\text{pn}}^2$	2.060	180
$Z_{\text{pn}}^2 Z_7^2$	1.533	200

3 仿真分析

3.1 质量偏心故障边界条件计算

由于质量偏心造成的离心力会引起强迫振动, 并且该振动为垂直方向的简谐运动, 根据牛顿第二定律得^[9]

$$Mx'' + Cx' + Kx = me_1 \omega^2 \sin \omega t \quad (5)$$

式中: M 为系统质量, kg ; C 为系统阻尼系数; K 为接触刚度; ω 为旋转角速度, rad/s ; m 为旋转体的偏心质量, kg ; e_1 为偏心距, m .

本文选择高速齿轮 Z_2 分别存在偏心质量为 0.00, 0.05, 0.10 kg 三种情况进行仿真分析, 计算时偏心距 $e_1 = 0.01 \text{ m}$, 转频 $f = 21.755 \text{ Hz}$, $\omega = 2\pi f = 2 \times 3.14 \times 21.755 = 136.62 \text{ rad/s}$, 由式(5)可得三种不同情况下的离心力分别为 $F_1 = 0 \text{ N}$, $F_2 = 9.33 \sin 136.62t \text{ N}$, $F_3 = 18.67 \sin 136.62t \text{ N}$.

3.2 仿真结果分析

图 3 为齿轮 Z_2 在没有故障状态下的时域图和频域图. 从图 3a 可以看出: 0.1 s 后齿轮系统启动完成并进入平稳运行阶段, 且平稳运行阶段振动较为明显, 这是由于齿轮电机输入的加速度造成的振动; 从图 3b 角加速度的频域图可以看出, 其幅值最大处发生在频率为 739.6 Hz 时, 该频率与一级啮合频率 739.8 Hz 非常接近, 最大幅值为 79.26 rad/s^2 , 其次是一级齿轮啮合频率的 2 倍频 1 480 Hz 处出现较大幅值, 角加速度幅值约为 52.93 rad/s^2 .

图 4 为齿轮 Z_2 存在 0.05 kg 质量偏心故障下的时域图和频域图. 从图 4a 可以看出: 在 0.0~0.1 s 启动阶段出现了振动幅值最大值, 由此可见质量偏心故障对系统启动阶段影响较大; 从图 4b 角加速度的频域

图可以看出,幅值最大处发生在一级传动啮合频率 739.8 Hz 周围,幅值达到 845.6 rad/s^2 ,二级啮合频率 360.3 Hz 处,幅值为 789.9 rad/s^2 .

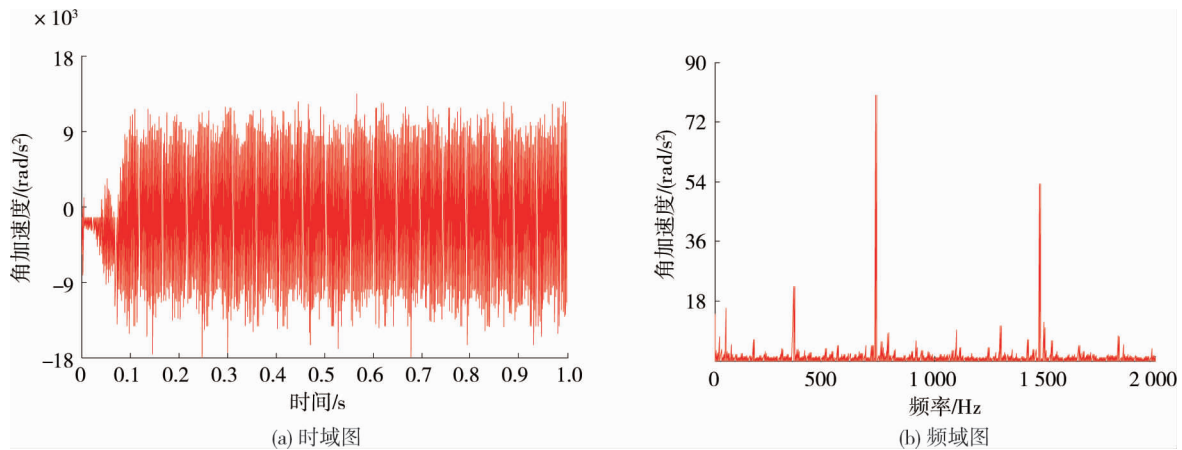


图 3 齿轮无故障下的时域图和频域图

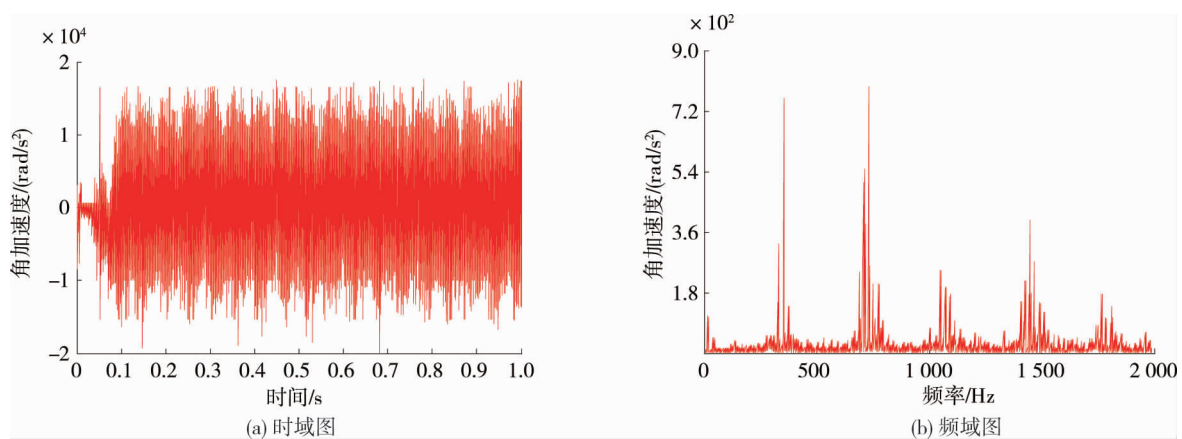


图 4 质量偏心为 0.05 kg 故障下的时域图和频域图

图 5 为齿轮 Z_2 存在 0.10 kg 质量偏心故障下的时域图和频域图.从图 5a 可以看出:在 0.0~0.1 s 启动阶段也出现了振动幅值最大值,且角加速度幅值比质量偏心为 0.05 kg 时明显增大;从图 5b 角加速度的频域图可以看出,幅值最大处发生在一级传动啮合频率 739.8 Hz 周围,幅值达到 913 rad/s^2 ,其次是二级啮合频率 360.3 Hz 处,幅值为 629.8 rad/s^2 .

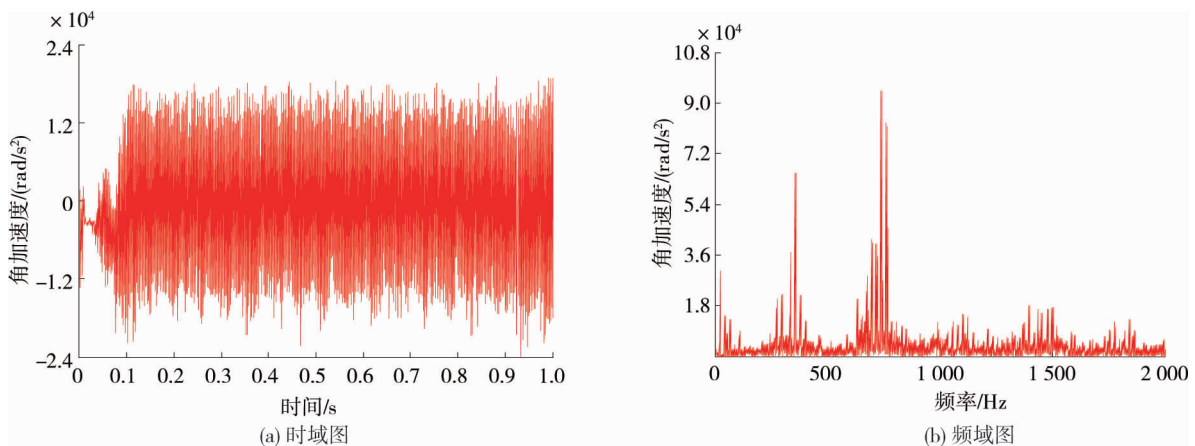


图 5 质量偏心为 0.10 kg 故障下的时域图和频域图

综上分析可以看出:随着质量偏心的增加,在低频处转频的幅值急剧增加,无故障时其振动幅值没有明显显示;质量偏心为 0.05 kg 故障时,振动幅值为 131.4 rad/s^2 ;质量偏心为 0.10 kg 故障时,振动幅值为

292.6 rad/s².同时,在偏心质量逐渐增大的过程中,啮合频率两侧的边频幅值和密度都逐渐增大.

4 结论

1)质量偏心故障对摇臂齿轮传动系统启动阶段具有重要影响,并且质量偏心越大,系统启动阶段角加速度幅值增大越明显,对系统启动、停止的影响越大.

2)系统进入稳态运行后,质量偏心越大,系统运行的周期性越明显,振动也越激烈.

3)随着质量偏心故障加重,一级传动啮合频率对系统的影响加大,并且偏心质量越大,角加速度幅值越大,振动响应也越激烈,但是二级传动啮合频率对故障齿轮角加速度的影响却逐渐减小.

参考文献:

- [1] 王伟东,李少杰,韩九曦.世界主要煤炭资源国煤炭供需形势分析及行业发展展望[J].中国矿业,2015,24(2):5-9.
- [2] 毛清华,张旭辉,马宏伟,等.采煤机摇臂齿轮传动系统振源定位分析方法[J].振动测试与诊断,2016,36(3):466-470.
- [3] 张延超,吴鲁纪,尹明虎,等.某型采煤机摇臂传动系统故障机理分析[J].机械传动,2018,42(11):137-141.
- [4] 朱增宝,朱如鹏,鲍和云,等.偏心与齿频误差对封闭差动人字齿轮传动系统动态均载特性的影响分析[J].航空动力学报,2011,26(11):2601-2609.
- [5] 杜晓阳.齿轮断齿-点蚀复合故障振动特性分析与诊断研究[D].湘潭:湖南科技大学,2016.
- [6] 陈立平.机械系统动力学分析及 ADAMS 应用教程[M].北京:清华大学出版社,2005.
- [7] 郑光泽.齿轮传动系统动态性能优化分析研究[D].重庆:重庆大学,2004.
- [8] Liu S Y, Cui X X, Du C L, et al. Method to determine installing angle of conical point attack pick[J]. Journal of Central South University,2011,18(6):1994-2000.
- [9] 刘送永.采煤机滚筒截割性能及截割系统动力学研究[D].徐州:中国矿业大学,2009.