

直行截割下采煤机截割部齿轮箱动态特性实验分析

张睿¹, 朱丽莎², 张义民³
(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 肇庆学院 机械与汽车工程学院, 广东 肇庆 526061;
3. 沈阳化工大学 装备可靠性研究所, 辽宁 沈阳 110142)

摘 要: 目前对采煤机截割部齿轮箱振动特性的研究主要通过理论模型,但这些研究缺乏实验验证. 通过实验室模拟井下真实的采煤机直行截割过程来分析齿轮箱非线性振动特性. 以振动烈度为评判标准,与已有研究所得理论计算结果进行对比. 以截深、牵引速度及煤岩体硬度为实验变量,分析它们对齿轮箱振动的影响规律. 分析了煤岩体硬度突变冲击、拍振现象和电机启动冲击等影响齿轮箱可靠性的恶劣工况及其影响因素. 本实验所得到的数据及相关结论可以为采煤机齿轮箱理论模型及可靠性分析提供参考和对照.

关 键 词: 采煤机;振动实验;截割部齿轮箱;拍振现象;动态特性

中图分类号: TD 421 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2019)12-1744-06

Experimental Research of Dynamic Characteristics for Long Wall Shearer Cutting Unit Gearbox in Straight Line Cutting

ZHANG Rui¹, ZHU Li-sha², ZHANG Yi-min³
(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China;
2. College of Mechanical Automotive Engineering, Zhaoqing University, Zhaoqing 526061, China; 3. Equipment Reliability Institute, Shenyang University of Chemical Technology, Shenyang 110142, China. Corresponding author: ZHU Li-sha, E-mail: zhulisha@zqu.edu.cn)

Abstract: The vibration characteristics of a long wall shearer's cutting unit gearbox (SCUG) are mostly investigated by theoretical models, however, these results are lacking in experimental validation. For validating theoretical results and investigating some nonlinear dynamic characteristics of SCUG, a dedicated test set-up which can simulate the real coal mining process is developed to operate the long wall shearer in loaded and unloaded working conditions. Vibration severity is taken as a comparison standard of theoretical and experimental results. Cutting depth, traction speed and coal hardness are considered as the experimental variables and the contributions of these factors to the vibration of SCUG are ranked. Coal hardness mutation, beat vibration phenomenon and motor run-up impact which can contribute to the resonance and fatigue damage of SCUG are analyzed in the experiment, and the impact of drum load on them is also quantified. The data obtained by the experiment and the relevant conclusions may provide a certain reference for the correct understanding of vibration response and reliability analysis of SCUG.

Key words: long wall shearer; vibration experiment; cutting unit gearbox; beat vibration phenomenon; dynamic characteristics

采煤机是机械化采煤核心装备. 采煤机的工作环境恶劣,检修时间和难度大,可靠耐用的采煤机成为煤炭企业的迫切需求. 然而,采煤机截割部齿轮箱轴承孔经常出现疲劳失效,甚至出现整体断裂,给煤炭企业安全和效益造成严重影响^[1].

研究齿轮箱振动的文献众多^[2-5],但采煤机截割部齿轮箱振动特性文章较少. 文献[6]利用集中质量法建立了牵引部动力学模型并分析其可靠度和灵敏度;文献[7-9]利用试验台分析了突变载荷下的振动特性,但缺乏实验验证、试验台载荷施

加过于简化,不足以模拟随机截割载荷。

本文目的是通过模拟真实采煤过程,得到直行截割下齿轮箱振动数据并进行振动特性分析。分析了一些采煤机运行时的恶劣工况,如:煤岩体硬度突变、电机突然启动及拍振。

1 实验设计

1.1 实验装置

实验依托国家能源采掘装备实验室,由综采设备及模拟煤壁组成。采煤机齿轮箱由齿轮传动系统和箱体构成,传动系统由电机、直齿传动、行星传动组成。

1.2 实验变量

影响齿轮箱振动的主要因素是截割载荷,将影响截割载荷的因素设为实验变量。图 1 为截割载荷示意图,负载如式(1)~(5)所示。

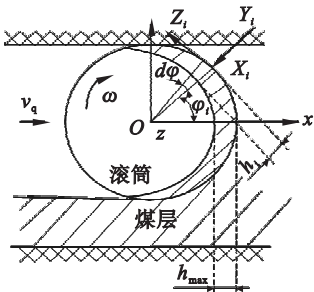


图 1 滚筒上的截割载荷

Fig. 1 Force diagram of the cutting drum

$$h_z = (1 - \cos \varphi_b) h_{\max} / \varphi_b, \tag{1}$$

$$h_{\max} = 100 v_q / s_p \omega, \tag{2}$$

$$Z_1 = A h_z (0.3 + 350 b_p), \tag{3}$$

$$A \approx 150 f, \tag{4}$$

$$T_d = \sum_{i=1}^N Z_i D_i / 2. \tag{5}$$

式中: h_z 、 f 、 A 、 D_i 、 T_d 、 N 、 s_p 、 ω 、 φ_b 分别为平均切削厚度、煤岩体硬度、截割阻抗、滚筒直径、滚筒负载转矩、同时参与截割的截齿数量、每个截线上的截齿数量、滚筒转速及包围角。

牵引速度 v_q 影响平均切削厚度 h_z ,进而影响截割阻力 Z_1 和负载转矩 T_d ;截深影响参与截割的截齿数量 N ,进而影响负载转矩 T_d ;煤岩体硬度 f 影响截割阻抗 A ,进而影响单齿截割阻力 Z_1 和滚筒负载转矩 T_d . 因此,选择牵引速度、截深和煤岩体硬度作为实验变量。

1.3 实验过程和数据采集

首先进行 300 mm 截深直行截割:在 $f=3$ 的情况下,牵引速度由 1.5 m/min 逐渐增加至 5 m/min,中间取 6 个离散速度点。当牵引速度增

加至 5 m/min 时,煤岩体硬度由 f_3 突变至 f_4 . 然后进行定牵引速度(1.5 m/min)和煤岩体硬度 f_3 的截深变化实验,截深由 0 增加至 600 mm. 由于齿轮箱轴向振动很小,实验结果中未列出三向加速度传感器被布置在行星级和直齿级轴承孔附近,如图 2 所示。根据文献[1],该传动系统最高特征频率 2 倍频为 4 116 Hz. 由采样定理,取 8 500 Hz 为采样频率。

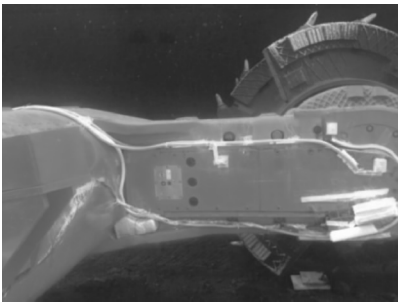


图 2 传感器位置

Fig. 2 Locations of sensors

2 实验结果

图 3~图 6 为齿轮箱振动时域。300 mm 截深,380 s 前加速度随牵引速度增加;420 s 时煤岩硬度突变,加速度增加。600 mm 截深,加速度在 40~200 s 随截深增加。

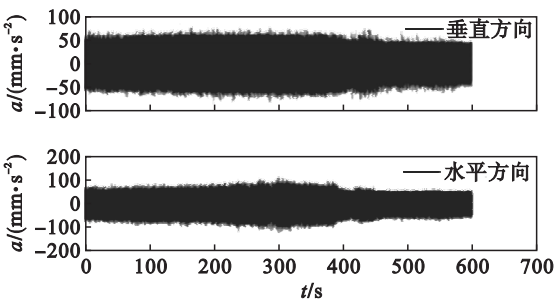


图 3 直齿级 300 mm 截深振动

Fig. 3 Vibration acceleration in spur gear transmission (300 mm cutting depth)

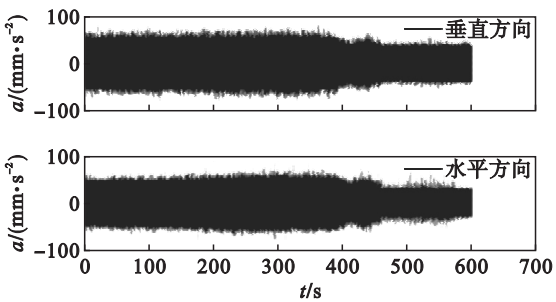


图 4 行星级 300 mm 截深振动

Fig. 4 Vibration acceleration in planetary transmission (300 mm cutting depth)

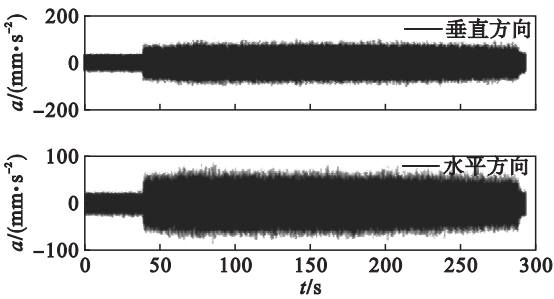


图 5 行星级 600 mm 截深振动
Fig. 5 Vibration acceleration in planetary transmission (600 mm cutting depth)

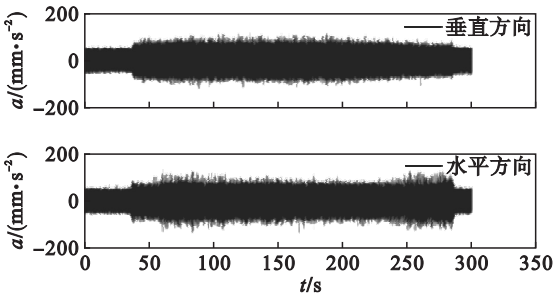


图 6 直齿级 600 mm 截深振动
Fig. 6 Vibration acceleration in spur gear transmission (600 mm cutting depth)

采煤机理论模型计算得到的 300 mm 截深及 1.5 m/min 牵引速度下振动烈度^[10]与本实验结果进行对比,如表 1 所示.可以看出,理论计算结果与实验值比较接近,最大相对误差出现在直齿级水平方向,为 11.1%,最小值出现在行星级水平方向,为 2.1%.因此,理论和实验吻合较好,实验结果较为可信,可对该实验数据进一步分析.根据 ISO2372,ISO3945 和 ISO2732 标准,齿轮箱振动品质为 B 级(许可).

表 1 振动速度 RMS 值 Table 1 Vibration velocity RMS				
传感器	方向	实验值 mm·s ⁻¹	理论值 mm·s ⁻¹	相对误差/%
1 (行星级)	垂直	6.47	6.68	3.2
	水平	5.26	5.37	2.1
2 (直齿级)	垂直	7.41	7.05	4.9
	水平	7.38	6.56	11.1

2.1 煤岩体硬度突变下齿轮箱振动特性

图 7 所示为煤岩体硬度由 f_3 突变至 f_4 时,齿轮箱行星级时频振动响应.彩色区域代表振动能量.突变发生前振动频率集中,频带较窄;当突变发生时,频带突然变宽,振动频率分布在更广范围内.随着突变影响结束,频带又恢复到突变前的状态.

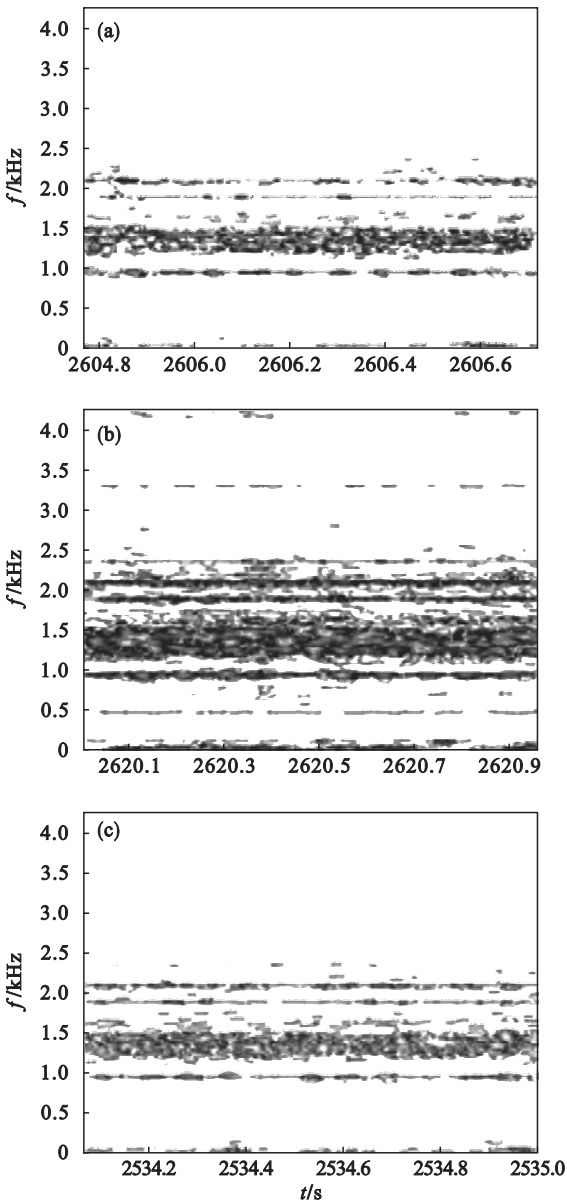


图 7 硬度突变下行星级齿轮箱时频图
Fig. 7 Time-frequency spectrums of SCUG under hardness mutation
(a)—突变前;(b)—突变发生后;(c)—突变影响结束.

大振动出现的原因可能是高频齿轮啮合振动本身,或者是齿轮啮合振动引发了箱体共振.文献[1]给出了齿轮传动系统啮合振动频率及箱体固有频率.可以发现,有 3 个齿轮啮频(926,1 250,1 372 Hz)处在图 7 所示的频带内;有 5 个箱体固有频率(21 阶 950 Hz,23 阶 1 151 Hz,24 阶 1 204 Hz,25 阶 1 247 Hz 及 26 阶 1 396 Hz),激振频率和固有频率较为接近,可判断箱体大振动是由齿轮啮合激励造成的.硬度突变发生前,由于激振频带较窄,因此仅激发了 26 阶固频的箱体共振;突变的发生扩大了激振力的频率范围,引发了更多阶(21,23,24,25)箱体固有频率的共振.

图 8 所示为煤岩体硬度由 f_3 突变至 f_4 时, 齿轮箱直齿级时频振动响应. 与行星级不同, 整个过程中频带宽度几乎没有变化, 说明硬度突变冲击对直齿级几乎没有影响. 此外, 50 Hz 以下频带的消失也证明了截割载荷在直齿级几乎没有造成影响.

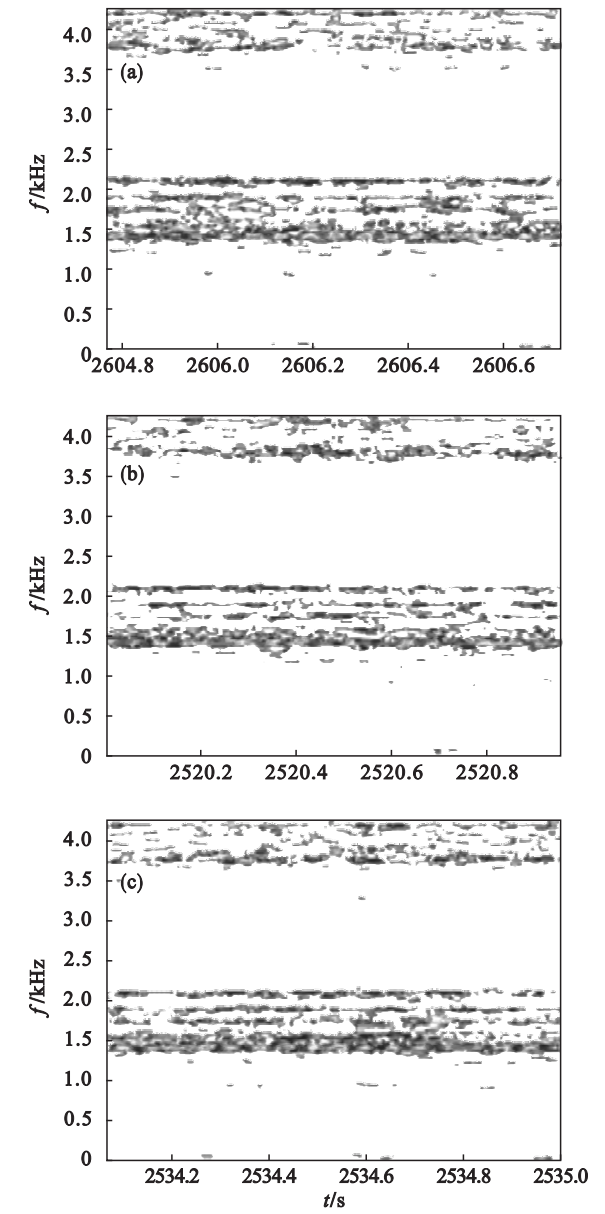


图 8 硬度突变下直齿级齿轮箱时频图
Fig. 8 Time-frequency spectrums of spur gear transmission under hardness mutation

(a)—突变前; (b)—突变发生后; (c)—突变影响结束.

2.2 拍振现象

在实验中观测到拍振, 其时域和频域如图 9 所示. 由于 25 阶和 26 阶固有频率接近, 产生拍振; 随着截深增加拍振增强.

图 10 为拍振幅值占总振动比例. 各级中每个振动方向上的拍振比例均随着截割载荷 (截深)

而增加.

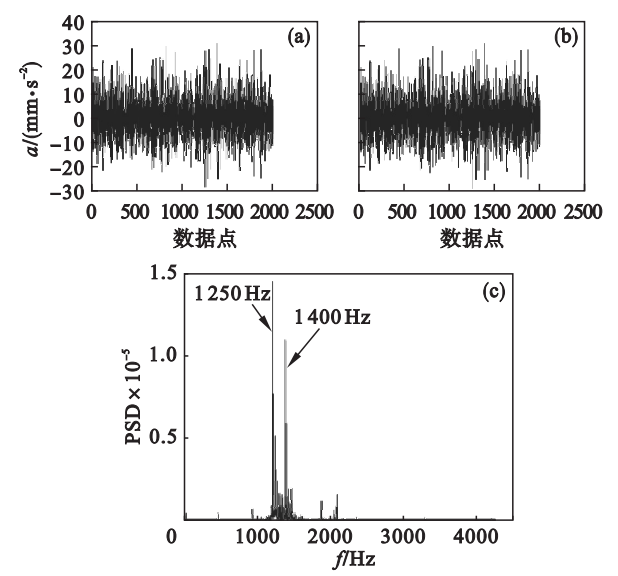


图 9 拍振现象
Fig. 9 Beat vibration phenomenon
(a)—空载; (b)—600 mm 截深; (c)—拍振频率.

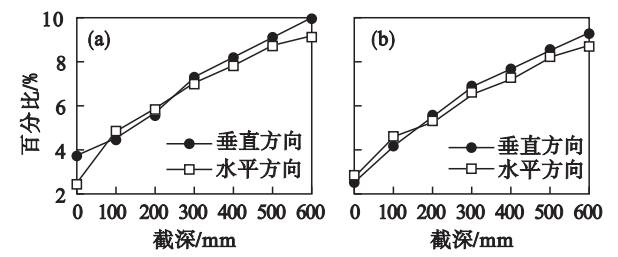


图 10 拍振幅值占比
Fig. 10 Proportion of beat vibration amplitude
(a)—行星级; (b)—直齿级.

2.3 齿轮啮合频率耦合现象

频率耦合是齿轮系统非线性现象, 是本级啮合频率通过连接件与其他传动级啮合频率或其倍频、分数频进行组合, 得到新的频率成分^[11]. 图 11 为直齿 1 级在不同截深下的频域响应, 除了本级啮频的倍频 $2f_{z1}$, 也出现了其他传动级啮频及其组合频率, 例如 $3f_{m1}$, $2f_{z2} + 2f_{m1}$ 等. 随着截割载荷的增加, 耦合频率的数量由 5 个减少至 3 个, 最后减少至 2 个. 说明频率耦合作用随截割载荷的增加而减少.

2.4 实验变量对齿轮箱振动的影响排序

对实验变量的影响进行排序. 选择的基准工况为: 牵引速度 1.5 m/min, 截深 300 mm, 煤岩体硬度 3. 在基准工况确定后, 单独改变 3 个实验变量中的一个. 牵引速度选择 1.5, 2, 2.5 m/min; 截深选择 300, 400, 500, 600 mm; 硬度由 f_3 突变至 f_4 . 分别对应基准工况的 1, 1.3, 1.7 和 2 倍 (硬度为 1.3 倍). 图 12 为各传动级振动幅值对比, 实验变量对齿轮箱振动影响的排序为: 行星级垂直方

向:截深>牵引速度>煤岩体硬度;行星级水平方向:煤岩体硬度>牵引速度>截深;直齿级垂直方向:截深>牵引速度>煤岩体硬度;直齿级水平方向:截深>牵引速度>煤岩体硬度.截深在 3 个对比中均排序第一,截深是影响齿轮箱振动的最大因素.

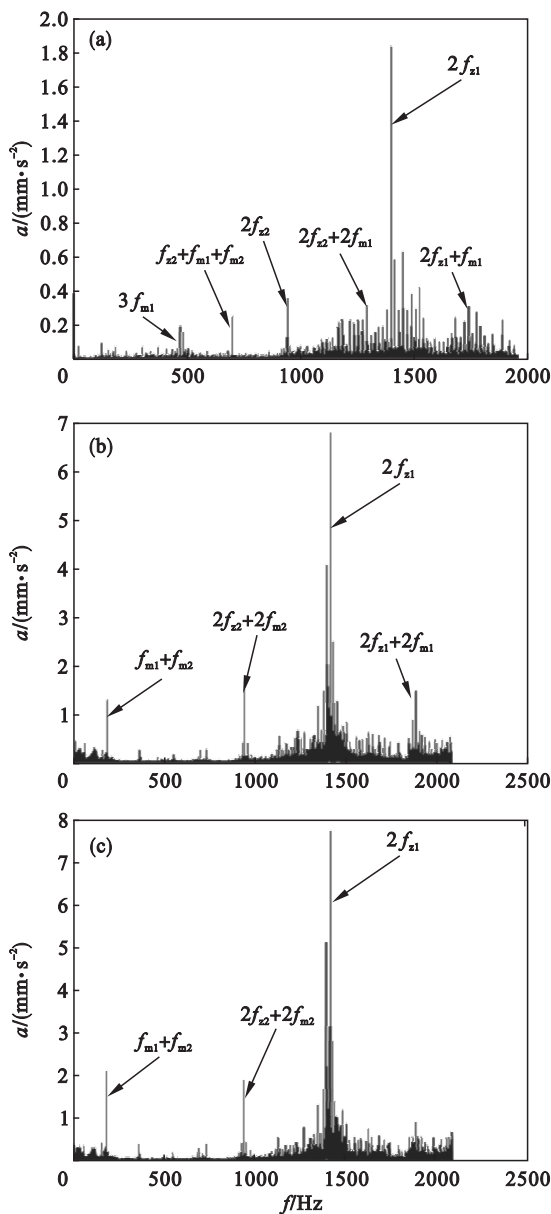


图 11 齿轮传动系统频率耦合

Fig. 11 Gear meshing frequency coupling

(a) —空载; (b) —100 mm 截深; (c) —600 mm 截深.

2.5 截割电机启动对齿轮箱的冲击

截割电机启动是一种空载工况,此时采煤机并未割煤.然而,如文献[1]中图 4 所示,直齿级和行星级峰值分别为 138.44 和 64.83 mm/s²,大于 600 mm 截深下直齿级振动峰值 129.97 mm/s².

图 13 所示为电机启动时频响应.与煤岩体硬度冲击不同,电机启动冲击的影响几乎是瞬时的,

且直齿级受到的冲击显著大于行星级.3 842.2 ~ 3 842.8 s 时出现倾斜状频带.大振动主要出现在 1 200 ~ 1 500 Hz 频带上,这是由于转速升高过程中,系统啮合频率升至箱体固有频率附近引发箱体共振.

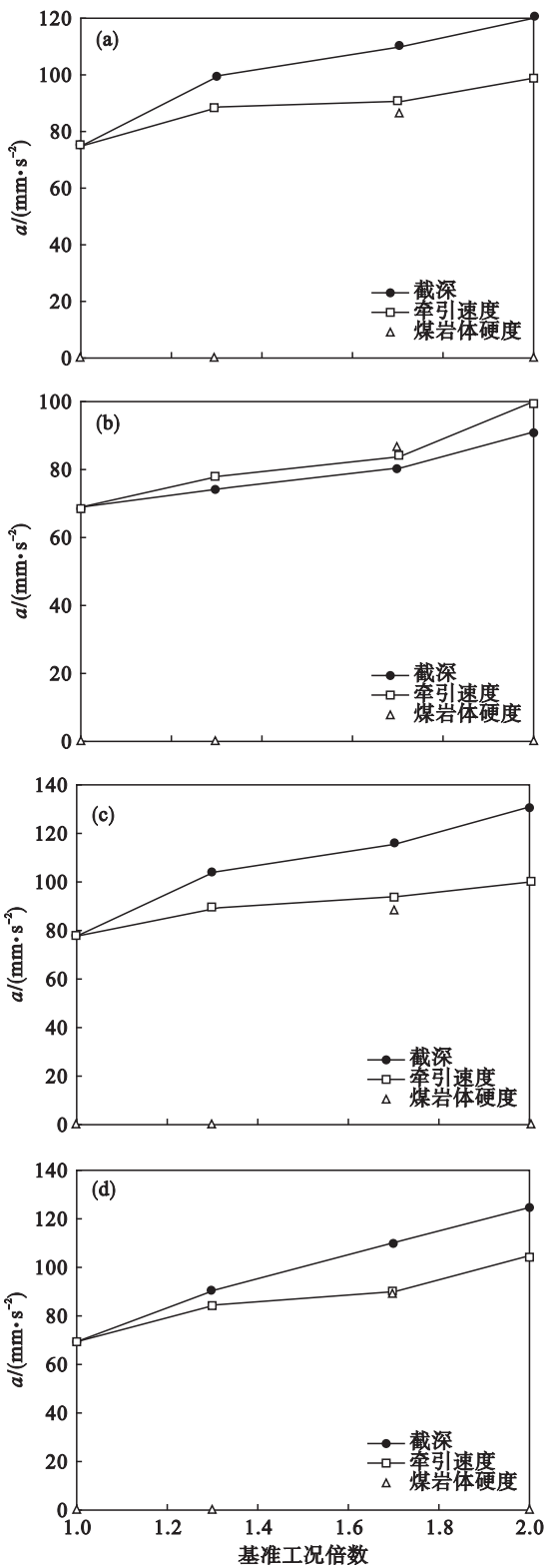


图 12 不同方向的振动峰值

Fig. 12 Peak vibrations of different directions

(a) —行星级垂直方向; (b) —行星级水平方向; (c) —直齿级垂直方向; (d) —直齿级水平方向.

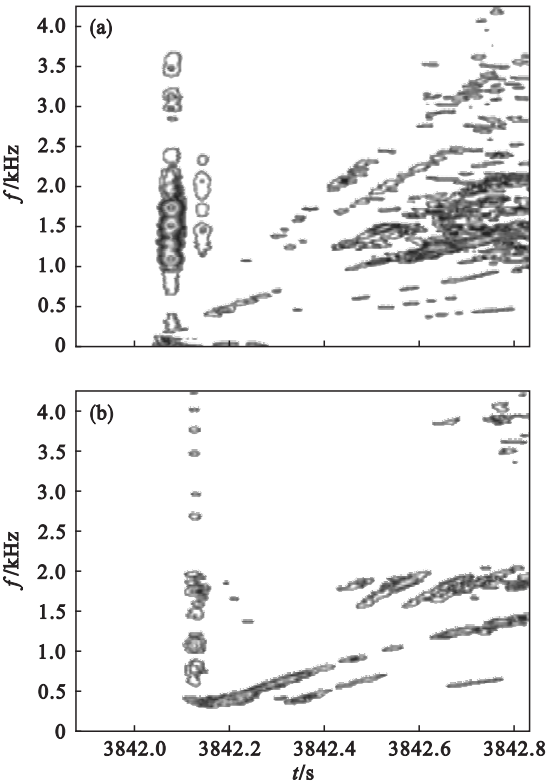


图 13 电机启动时频响应
Fig. 13 Time-frequency spectrum of motor run-up
(a)一直齿级；(b)一行星级。

3 结 论

- 1) 理论与实验振动烈度最大相对误差 11.1% ,最小值为 2.1% ,理论和实验吻合较好。
- 2) 齿轮箱大振动是由齿轮啮合振动引起的共振,硬度突变扩大了激振力频率范围,引发了更多共振。硬度突变影响行星级,对直齿级几乎没有影响。
- 3) 振动信号中发现了拍振现象,拍振随着截割载荷增大而增强。
- 4) 频率耦合现象随着截割载荷的增大而降低。
- 5) 截深是影响齿轮箱振动的最主要因素。
- 6) 电机启动对齿轮箱造成较大冲击,是一种恶劣的工况。传动系统启动过程中,齿轮啮合频率升至箱体固有频率附近时会引发共振。

参考文献：

[1] 张睿,张义民,朱丽莎,等. 齿轮传动激励下采煤机摇臂振动特性[J]. 东北大学学报(自然科学版),2018,39(1) : 108 - 112.
(Zhang Rui, Zhang Yi-min, Zhu Li-sha, et al. Vibration characteristics for the rocker arm of shearer with gear meshing excitation[J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)* ,2018,39(1) :108 - 112.)

[2] Zhu L S, Zhang Y M, Zhang R, et al. Time-dependent reliability of spur gear system based on gradually wear process[J]. *Eksplotacja I Niezawodnosc—Maintenance and Reliability*,2018,20(2) :207 - 218.

[3] Zhu L S, Zhang R, Zou C Q. Research on vibration characteristics of gear-coupled multi-shaft rotor-bearing systems under the excitations of unbalance[J]. *Journal of Vibroengineering*,2017,19(6) :305 - 314.

[4] Scondkar P, Kahraman A. A dynamic model of a double-helical planetary gear set [J]. *Mechanism and Machine Theory*,2013,70:157 - 174.

[5] Parker R G, Wu X H. Vibration modes of planetary gears with unequally spaced planets and an elastic ring gear[J]. *Journal of Sound and Vibration*,2010,329:2265 - 2275.

[6] Zhou D, Zhang X F, Zhang Y M. Dynamic reliability analysis for planetary gear system in shearer mechanisms [J]. *Mechanism and Machine Theory*,2016,105:244 - 259.

[7] Liu C Z, Qin D T, Liao Y H. Electromechanical dynamic analysis for the drum driving system of the long-wall shearer [J]. *Advances in Mechanical Engineering*,2015,7(10) :1 - 14.

[8] Liu C Z, Qin D T, Liao Y H. Dynamic analysis for the cutting electromechanical transmission system in the long-wall shearer[J]. *Journal of Mechanical Engineering*,2016,52(7) :15 - 19.

[9] Yang Y, Fan H, Ma P C. Research on dynamic characteristics for longwall shearer cutting transmission system with varying cutting speed [J]. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*,2017,18(8) :1131 - 1138.

[10] 黄婧. 采煤机摇臂传动系统动态与渐变耦合的可靠性分析[D]. 沈阳:东北大学,2016:100 - 215.
(Huang Jing. Dynamic research and dynamic-gradual coupling reliability analysis of the transmission system of a shearer cutting arm [D]. Shenyang:Northeastern University, 2016:100 - 215.)

[11] Wei J, Zhang A Q, Qin D T, et al. A coupling dynamics analysis method for a multistage planetary gear system[J]. *Mechanism and Machine Theory*,2017,110:27 - 49.