



文章编号:1671-251X(2019)04-0013-06

DOI:10.13272/j.issn.1671-251x.2018110063

# 立井多绳摩擦提升系统启动控制方式研究

钱壮壮<sup>1</sup>, 张安宁<sup>1,2</sup>

(1. 安徽理工大学 机械工程学院, 安徽 淮南 232001;

2. 中国煤炭学会 煤矿机电一体化专业委员会, 上海 200030)



扫码移动阅读

**摘要:**为了研究不同启动控制方式对立井多绳摩擦提升系统的影响,建立了提升系统数学模型;以某矿主井提升系统为例,确立了矩形、抛物线形、正弦形、三角形和梯形5种不同启动加速度控制曲线;利用Matlab/Simulink对不同启动加速度控制曲线下的钢丝绳动张力变化情况及提升系统防滑安全性能进行了仿真分析。分析结果表明,该矿主井提升系统启动加速阶段采用矩形加速度控制曲线形式,虽然满足防滑要求,但钢丝绳受到的动张力较大;通过对各启动加速度控制曲线的比较发现,对于同一提升系统,在相同的启动加速时间内,合理的梯形加速度控制曲线形式要优于其他加速度控制曲线形式;梯形启动加速度控制曲线的第1段加速度时间的合理取值范围为1~1.5 s,在该范围内钢丝绳的受力情况得到改善且满足提升系统的防滑安全要求。

**关键词:**立井;多绳摩擦提升系统;启动控制;启动加速度控制曲线;钢丝绳张力;防滑安全性能

中图分类号:TD633

文献标志码:A

Research on start control mode of multi-rope friction hoisting system of vertical shaft

QIAN Zhuangzhuang<sup>1</sup>, ZHANG Anning<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Anhui University of Science and Technology, Huainan 232001, China; 2. Professional Committee of Colliery Mechatronics, China Coal Society, Shanghai 200030, China)

**Abstract:** In order to study influence of different start control modes on multi-rope friction hoisting system of vertical shaft, mathematical model of hoisting system was established. Five different start acceleration control curves including rectangle, parabolic, sinusoidal, triangle and trapezoid were established taking hoisting system of main shaft in a mine as an example. Matlab/Simulink was used to analyze dynamic tension changes of wire rope under different start acceleration control curves and anti-skid safety performance of the system. The results show that the rectangular acceleration control curve adopted in the start-up and acceleration stage of the hoisting system can meet anti-skid requirement, but the dynamic tension of the wire rope is large; Through comparison of the start acceleration control curves, it is found that for the same lifting system, a reasonable trapezoidal acceleration control curve form is superior to other acceleration control curve forms at the same starting and acceleration time; The reasonable value range of acceleration time in the first step of the trapezoidal acceleration control curve is 1-1.5 s, in this range, the force of the wire rope is improved and can meet anti-slip safety requirements of lifting system.

**Key words:** vertical shaft; multi-rope friction hoisting system; start control; starting acceleration control curve; tension of wire rope; anti-skid safety performance

收稿日期:2018-11-28;修回日期:2019-03-07;责任编辑:胡娴。

基金项目:安徽省教育厅科学研究重大项目(KJ2015ZD19)。

作者简介:钱壮壮(1993—),男,安徽芜湖人,硕士研究生,主要研究方向为矿山机械设计及理论。E-mail:2390677650@qq.com。

引用格式:钱壮壮,张安宁.立井多绳摩擦提升系统启动控制方式研究[J].工矿自动化,2019,45(4):13-18.

QIAN Zhuangzhuang, ZHANG Anning. Research on start control mode of multi-rope friction hoisting system of vertical shaft[J]. Industry and Mine Automation, 2019, 45(4): 13-18.

## 0 引言

随着矿井向大型化方向发展,多绳摩擦提升系统因其提升能力强、提升高度高等优点被越来越广泛地应用于矿井提升中<sup>[1-3]</sup>。国内外专家学者对多绳摩擦提升系统进行了大量研究,但主要集中在提升系统动力学模型建立及钢丝绳振动特性分析方面<sup>[4-6]</sup>,而对提升系统启动控制方面的研究较少。李玉瑾<sup>[7]</sup>提出了冲击限制理论,从理论上分析了不同启动加速度形式下的钢丝绳张力动态响应,虽然有效地限制了提升钢丝绳的弹性振动,但未考虑在不同启动加速度形式下提升系统可能存在的防滑安全问题。

由于提升钢丝绳是弹性体,在提升机的启动过程中受到启动力矩的冲击时,钢丝绳的动张力变化很大,提升容器等承受着强烈的冲击,严重时可能导致钢丝绳与摩擦轮之间摩擦传动失效而发生打滑<sup>[8]</sup>。因此,研究立井多绳摩擦提升系统的启动控制对于改善钢丝绳的受力情况、保障提升系统的防滑安全及平稳高效运行都具有重要意义<sup>[9-10]</sup>。本文结合提升系统具体参数对不同启动加速度控制曲线下的动力学模型进行了求解,分析了不同控制曲线下钢丝绳动张力变化情况,提升系统的防滑安全性,为优化系统启动控制方式的设计提供了一定的参考。

## 1 提升系统数学模型建立

### 1.1 钢丝绳动力学方程

立井多绳摩擦提升系统一般采用等重尾绳提升,其简化示意如图 1 所示。

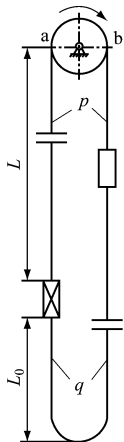


图 1 立井多绳摩擦提升系统

Fig. 1 Multi-rope friction hoisting system of vertical shaft

摩擦轮 a 侧为提升重载, b 侧为下放空载, 根据参考文献<sup>[11]</sup>, 基于瑞利法得到带尾绳立井多绳摩

擦提升系统摩擦轮两侧钢丝绳的动力学方程为

$$\ddot{F}_a = \left\{ EA(g + a(t)) - \left[ \frac{EA}{Q_z + Q_{\max} + \frac{n_1 p L_a(t)}{3} + \frac{n_2 q L_{0a}(t)}{3}} + a(t) \right] F_a - 2 \int_0^t a(t) dt \dot{F}_a \right\} / L_a(t) \quad (1)$$

$$\ddot{F}_b = \left\{ EA(g - a(t)) - \left[ \frac{EA}{Q_z + \frac{n_1 p L_b(t)}{3} + \frac{n_2 q L_{0b}(t)}{3}} - a(t) \right] F_b - 2 \int_0^t a(t) dt \dot{F}_b \right\} / L_b(t) \quad (2)$$

式中:  $F_a, F_b$  为摩擦轮切点 a, b 处钢丝绳的动张力, N;  $E$  为钢丝绳的弹性模量, GPa;  $A$  为首绳总截面积,  $\text{mm}^2$ ;  $g$  为重力加速度,  $\text{m/s}^2$ ;  $t$  为提升系统运行时间, s;  $a(t)$  为提升系统运行加速度,  $\text{m/s}^2$ ;  $Q_z$  为提升容器自重, N;  $Q_{\max}$  为提升容器载重, N;  $n_1, n_2$  为首绳、尾绳的根数;  $p, q$  为每根首绳、尾绳的单位质量,  $\text{kg/m}$ ;  $L_a(t), L_b(t)$  为摩擦轮切点 a, b 两侧提升首绳的长度, m;  $L_{0a}(t), L_{0b}(t)$  为摩擦轮切点 a, b 两侧悬挂尾绳的长度, m。

根据挠性体摩擦传动的欧拉公式<sup>[12]</sup>, 摩擦轮切点 a, b 处钢丝绳动张力的比值应满足式(3):

$$\frac{F_a}{F_b} \leq \exp(\mu\alpha) \quad (3)$$

式中:  $\mu$  为钢丝绳与摩擦衬垫间的摩擦因数;  $\alpha$  为钢丝绳在摩擦衬垫上的围包角, rad。

式(3)是判断立井多绳摩擦提升系统防滑安全的一个总原则。

### 1.2 提升系统模型参数确定

立井是指井筒垂直于地面的矿井, 可作为主井、副井和风井, 其中主井专门用于提升矿物, 如煤炭、矿石等。以安徽淮南某矿区主井(立井)多绳摩擦提升系统为例, 提升系统参数见表 1, 加速度和速度运行曲线如图 2 所示。

## 2 不同启动加速度控制曲线下的提升系统仿真分析

### 2.1 不同启动加速度控制曲线

启动加速度控制曲线除了常见的矩形启动加速度控制曲线, 还有抛物线形、正弦形、三角形和梯形加速度控制曲线。以淮南某矿区主井提升系统具体参数为例, 各启动加速度控制曲线如图 3 所示, 相应

的速度控制曲线如图 4 所示。

表 1 某矿区主井提升系统参数

| Table 1 Parameters of main shaft hoisting system of a mining area |            |                                |         |
|-------------------------------------------------------------------|------------|--------------------------------|---------|
| 提升系统参数                                                            | 数值         | 提升系统参数                         | 数值      |
| 提升机型号                                                             | JKM-4×4(Ⅲ) | 提升容器自重/N                       | 244 000 |
| 提升容器载重/N                                                          | 178 000    | 每根首绳单位质量/(kg·m <sup>-1</sup> ) | 7.305   |
| 每根尾绳单位质量/(kg·m <sup>-1</sup> )                                    | 14.61      | 首绳/尾绳根数                        | 4/2     |
| 钢丝绳环高度/m                                                          | 18.5       | 摩擦轮中心距地面高度/m                   | 45      |
| 摩擦因数                                                              | 0.25       | 围包角                            | π       |
| 重力加速度/(m·s <sup>-2</sup> )                                        | 10         | 钢丝绳弹性模量/GPa                    | 100     |
| 首绳总截面积/mm <sup>2</sup>                                            | 5 024      | 提升高度/m                         | 550.4   |

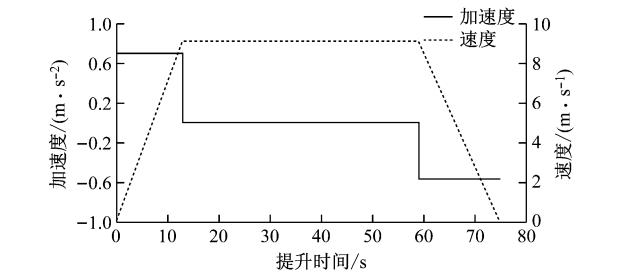


图 2 某矿区主井提升系统加速度和速度运行曲线  
Fig. 2 Acceleration and speed running curves of main shaft hoisting system in a mining area

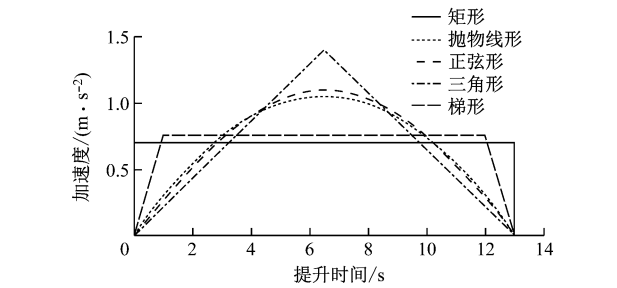


图 3 各启动加速度控制曲线

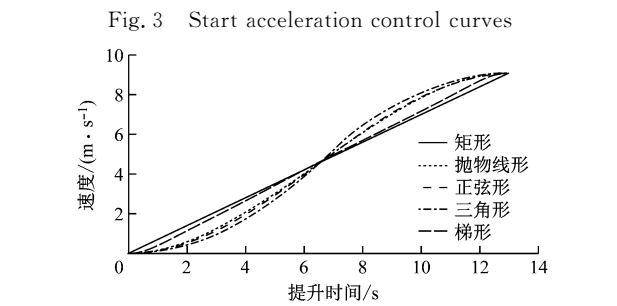


图 4 各启动速度控制曲线

Fig. 4 Start speed control curves

## 2.2 钢丝绳动张力分析比较

由于主井提升只有提升重载这一种工况,所以针对提升重载工况,将提升系统相关参数代入动力学方程(式(1)、式(2)),利用 Matlab/Simulink 进行求解,提升系统启动加速阶段钢丝绳动张力仿真结果如图 5—图 9 所示。

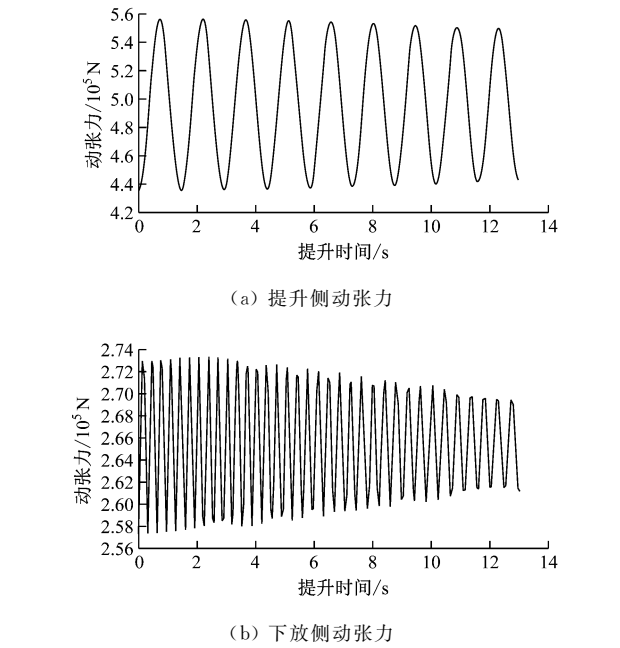


图 5 矩形加速度控制曲线下的钢丝绳动张力  
Fig. 5 Dynamic tension of wire rope under rectangle acceleration control curve

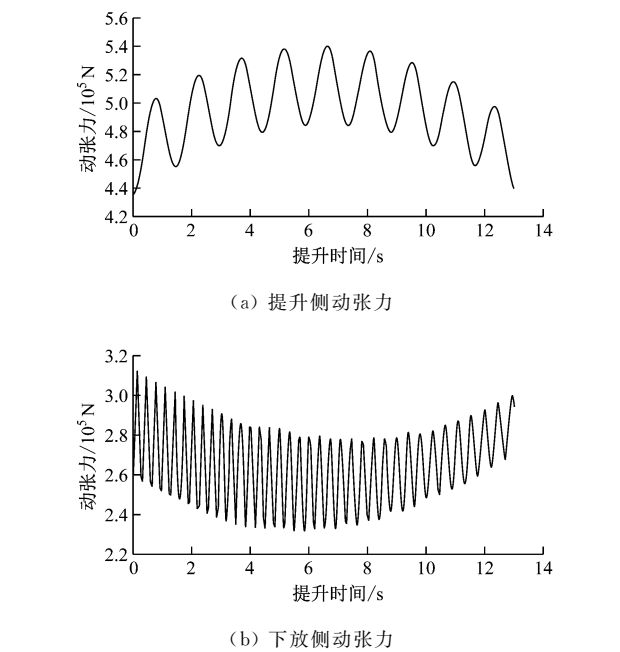
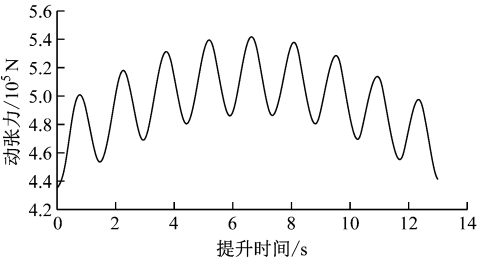
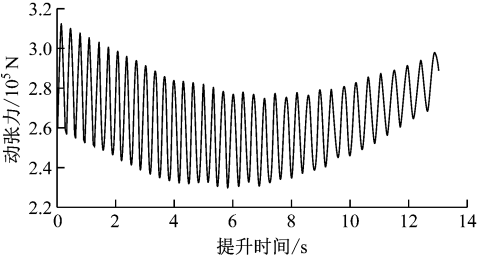


图 6 抛物线形加速度控制曲线下的钢丝绳动张力  
Fig. 6 Dynamic tension of wire rope under parabolic acceleration control curve

由图 5—图 9 可得各启动加速度控制曲线下的钢丝绳最大动张力,见表 2。

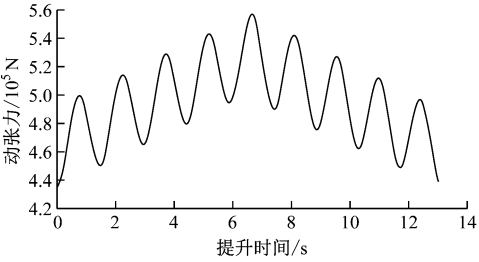


(a) 提升侧动张力

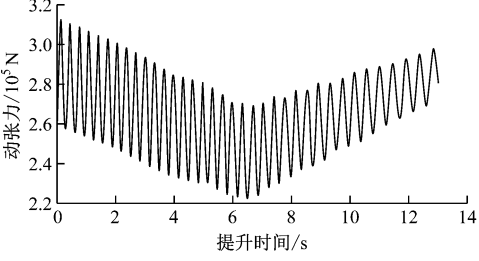


(b) 下放侧动张力

图 7 正弦形加速度控制曲线下的钢丝绳动张力  
Fig. 7 Dynamic tension of wire rope under sinusoidal acceleration control curve



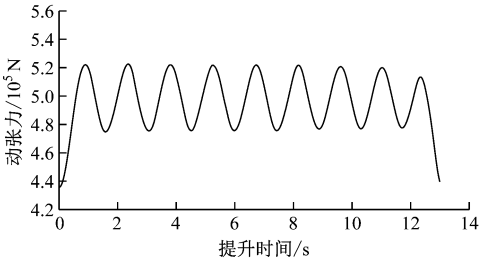
(a) 提升侧动张力



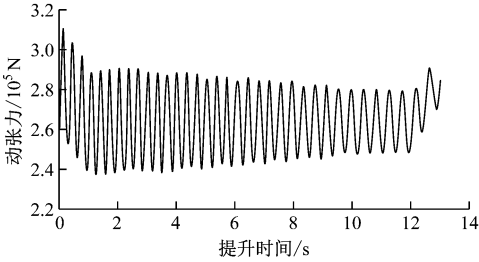
(b) 下放侧动张力

图 8 三角形加速度控制曲线下的钢丝绳动张力  
Fig. 8 Dynamic tension of wire rope under triangle acceleration control curve

由表 2 可知,在提升侧,三角形加速度控制曲线下钢丝绳动张力的最大值最大,为  $5.57 \times 10^5$  N;梯形加速度控制曲线下钢丝绳动张力的最大值最小,为  $5.22 \times 10^5$  N;在矩形加速度控制曲线下钢丝绳动张力并非最大,但也达到  $5.56 \times 10^5$  N,而且在所有加速度控制曲线中其振荡幅值最大,达到  $1.21 \times 10^5$  N,对钢丝绳的使用不利,说明矩形加速度控制曲线与其他加速度控制曲线相比并不是最优选择;其他加速度控制曲线下动张力振动幅值较小,动张



(a) 提升侧动张力



(b) 下放侧动张力

图 9 梯形加速度控制曲线下的钢丝绳动张力  
Fig. 9 Dynamic tension of wire rope under trapezoidal acceleration control curve

表 2 各启动加速度控制曲线下的钢丝绳最大动张力  
Table 2 Maximum dynamic tensions of wire rope under each start acceleration control curves  $10^5$  N

| 启动加速度形式 | 最大动张力 |      |
|---------|-------|------|
|         | 提升侧   | 下放侧  |
| 矩形      | 5.56  | 2.73 |
| 抛物线形    | 5.40  | 3.12 |
| 正弦形     | 5.42  | 3.12 |
| 三角形     | 5.57  | 3.13 |
| 梯形      | 5.22  | 3.10 |

力逐渐增大,变化趋势与启动加速度控制曲线变化趋势相似,与矩形加速度控制曲线相比,钢丝绳的受力情况得到改善,减小了提升冲击。

在下放侧,矩形加速度控制曲线下钢丝绳最大动张力最小,主要是因为启动初期矩形加速度比其他形式加速度都大,导致钢丝绳动张力偏小。但钢丝绳动张力并不是越小越好,下放侧动张力越小,摩擦轮两侧钢丝绳动张力差越大,反而容易发生打滑。因此,需要综合考虑两侧钢丝绳动张力。其他加速度控制曲线下钢丝绳动张力变化趋势与启动加速度控制曲线变化趋势刚好相反,相比于提升侧,下放侧钢丝绳动张力曲线更密集,主要是因为下放侧提升首绳较短,钢丝绳的振动频率较大。随着下放侧提升首绳长度不断增大,振动频率也逐渐减小,钢丝绳动张力变化曲线也越来越稀疏。

2.3 防滑安全性能分析比较

相比于矩形加速度控制曲线,其他加速度控制曲线下的钢丝绳受力情况虽然得到了改善,但提升系统的防滑安全是否满足要求,还有待验证。根据防滑安全的总原则(式(3)),钢丝绳的最大动张力比应不大于摩擦常数 2.19,从动张力比极限的角度验证提升系统防滑安全性能也是《煤炭工业设计规范》中推荐的方法。各加速度控制曲线下摩擦轮两侧钢丝绳动张力比如图 10 所示。

由图 10 可得各启动加速度控制曲线下摩擦轮两侧钢丝绳最大动张力比,见表 3。

表 3 各启动加速度控制曲线下的摩擦轮两侧钢丝绳最大动张力比

Table 3 Maximum dynamic tension ratios of wire rope on both sides of friction wheel under each start acceleration control curves

| 启动加速度形式 | 矩形   | 抛物线形 | 正弦形  | 三角形  | 梯形   |
|---------|------|------|------|------|------|
| 最大动张力比  | 2.15 | 2.31 | 2.32 | 2.48 | 2.18 |

由图 10 和表 3 可知,抛物线形、正弦形、三角形加速度控制曲线下摩擦轮两侧钢丝绳最大动张力比大于摩擦常数 2.19,不满足防滑安全要求;矩形和梯形加速度控制曲线下提升系统满足防滑安全要求,且梯形加速度控制曲线下钢丝绳受力情况要优于矩形加速度控制曲线,所以应优先采用梯形加速度控制曲线形式。

2.4 梯形加速度控制曲线的合理选择

梯形加速度控制曲线是分段函数,如图 11 所示。在相同的加速时间内,第 1 段加速度时间  $t_1$  的取值直接关系到加速度  $a_1$  的大小,而加速度  $a_1$  的大小又对提升系统的防滑安全性能有着重要影响,所以, $t_1$  的合理选择至关重要。

通过仿真分析得出钢丝绳最大动张力比随  $t_1$  变化的曲线,如图 12 所示。

由图 12 可知,当  $t_1$  小于 1 s 时,钢丝绳最大动张力比大于摩擦常数 2.19,因为启动加速度突然增大,钢丝绳受到严重冲击,导致钢丝绳最大动张力比较大;当  $t_1$  大于 1.5 s 时,在  $0\sim t_1$  内加速度曲线斜率变小,增长缓慢,在最终速度相同的情况下, $t_1\sim t_2$  段加速度  $a_1$  增大,导致钢丝绳的动张力变化较大,从而导致钢丝绳的最大动张力比增大;当  $t_1$  在 1~1.5 s 内时,提升系统钢丝绳的最大动张力比小于摩擦常数 2.19,意味着提升系统是安全的,所以, $t_1$  的合理取值范围是 1~1.5 s。

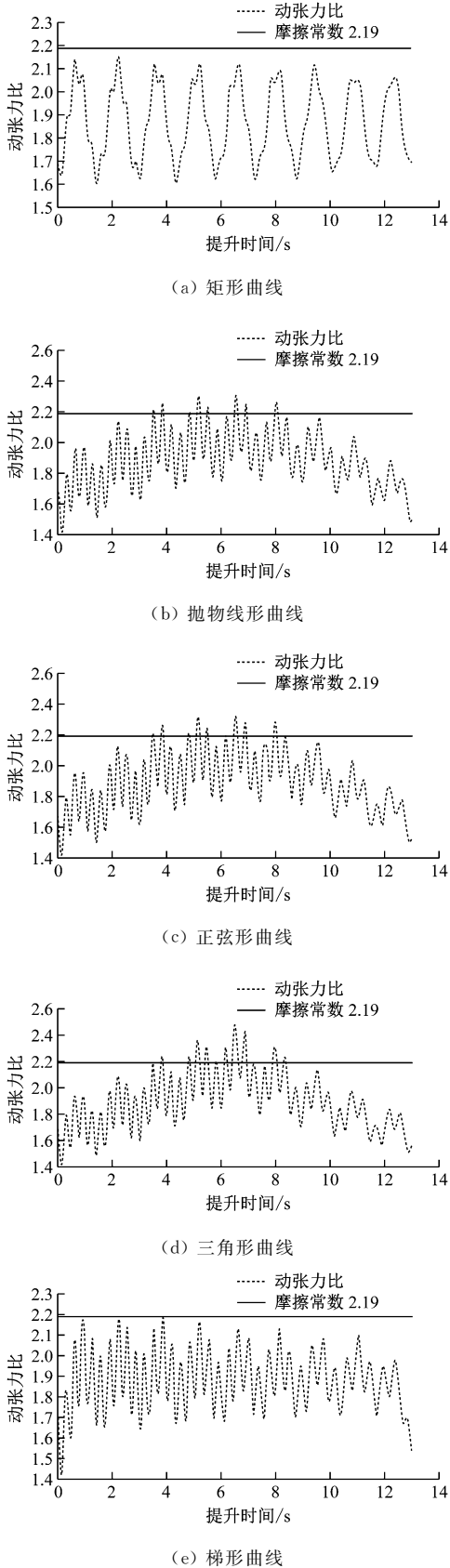


图 10 各启动加速度控制曲线下的摩擦轮两侧钢丝绳动张力比

Fig. 10 Dynamic tension ratios of wire rope on both sides of friction wheel under each start acceleration control curve

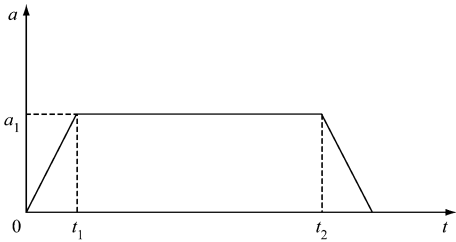


图 11 梯形加速度控制曲线

Fig. 11 Trapezoidal acceleration control curve

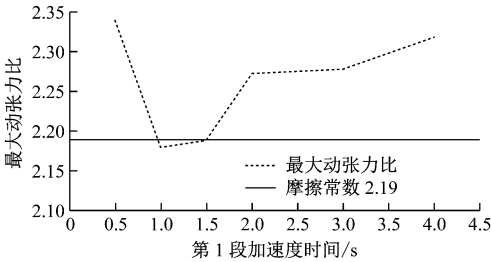


图 12 钢丝绳最大动张力比与第 1 段加速度时间的关系

Fig. 12 Relation between maximum dynamic tension ratio of wire rope and the acceleration time in the first step

3 结论

(1) 淮南某矿区主井提升系统启动加速阶段采用矩形加速度控制曲线形式,虽然满足防滑要求,但钢丝绳受到的动张力较大。

(2) 通过对各启动加速度控制曲线的比较发现,对于同一提升系统,在相同的启动加速时间内,合理的梯形加速度控制曲线形式要优于其他加速度控制曲线形式。

(3) 梯形加速度控制曲线第 1 段加速度时间的合理取值范围是 1~1.5 s,在该范围内可确保提升系统的防滑安全。

参考文献 (References):

[ 1 ] 何晓群. 矿井提升机调速和控制系统的的发展[J]. 工矿自动化,2009,35(7):121-125.  
HE Xiaoqun. Development of speed regulation and control system of mine hoist[J]. Industry and Mine Automation,2009,35(7):121-125.

[ 2 ] 邓小盾. 基于西门子变频 PLC 的矿井提升机控制系统[J]. 煤炭技术,2012,31(10):131-133.  
DENG Xiaodun. Mine hoist control system based on Siemens frequency conversion PLC [J]. Coal Technology,2012,31(10):131-133.

[ 3 ] 李玉瑾,寇子明. 矿井提升系统基础理论[M]. 北京:煤炭工业出版社,2013.

[ 4 ] 李占芳. 矿井提升系统振动特性及典型故障诊断研究[D]. 徐州:中国矿业大学,2008.

[ 5 ] 秦强. 基于动力学的煤矿立井摩擦提升系统安全性研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2008.

[ 6 ] 王琦. 矿井提升钢丝绳动力学仿真与实验研究[J]. 煤矿机电,2013(6):28-31.  
WANG Qi. Dynamics simulation and experimental study of mine hoisting wire rope [J]. Colliery Mechanical & Electrical Technology,2013(6):28-31.

[ 7 ] 李玉瑾. 立井特大罐笼全无轨运输系统装备及安全保障技术[J]. 煤炭工程,2018,50(6):11-14.  
LI Yujin. Full-trackless transport equipment and safety guarantee technology for extra-large shaft cage [J]. Coal Engineering,2018,50(6):11-14.

[ 8 ] 李占芳,肖兴明,刘正全,等. 矿井提升钢丝绳的动力学研究[J]. 煤矿安全,2007,38(10):11-14.  
LI Zhanfang,XIAO Xingming,LIU Zhengquan,et al. Dynamics study of mine hoisting wire rope[J]. Safety in Coal Mines,2007,38(10):11-14.

[ 9 ] 曹春岩,崔建明,刘红丽. 永磁直线同步电动机垂直提升系统的仿真与实现[J]. 工矿自动化,2010,36(6):57-60.  
CAO Chunyan, CUI Jianming, LIU Hongli. Simulation of vertical hoisting system driven by PMLSM and its implementation [J]. Industry and Mine Automation,2010,36(6):57-60.

[10] 曾跃翔,杨兆建,王淑平,等. 典型工况下垂直救援车载提升系统动力学分析[J]. 工矿自动化,2017,43(12):44-47.  
ZENG Yuexiang,YANG Zhaojian,WANG Shuping,et al. Dynamics analysis of vertical rescue vehicle-mounted hoisting system under typical working condition[J]. Industry and Mine Automation,2017,43(12):44-47.

[11] 郭永波,张德坤,王大刚. 摩擦式提升机动态摩擦弧的理论建模及其变化规律[J]. 煤炭学报,2015,40(9):2207-2212.  
GUO Yongbo, ZHANG Dekun, WANG Dagang. Theoretical modeling and variation law of dynamic friction arc of friction hoist [J]. Journal of China Coal Society,2015,40(9):2207-2212.

[12] 陈维健,肖林京. 矿井运输与提升设备[M]. 徐州:中国矿业大学出版社,2014.