立井提升装置过卷动力学研究

李玉瑾,张保连
(中国煤炭科工集团北京华宇工程有限公司,北京 100120)

摘 要: 针对立井提升装置的过卷制动特性,从动力学入手,建立了提升装置过卷时的动力学模型,提出了过卷制动力、制动减速度和钢丝绳冲击力的计算方法,计算结果表明: 罐笼提升过卷制动减速度应小于重力加速度 g,箕斗提升过卷制动减速度应小于 $2g$。同时提出了限制钢丝绳冲击力的设计方法,基于限制冲击的理念,优化了 HGJ-D 钢带式立井提升过卷缓冲装置的制动性能。结果表明: 采用限制冲击力的过卷防护装置,可以减小井架、井塔的受力,最多可使提升钢丝绳承受的冲击力减少 1/2,从本质上提高了提升系统的安全可靠性。

关键词: 提升装置; 钢丝绳; 过卷; 动力学模型; 减速度
中图分类号: TD535 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-2336(2016)01-0157-04

Study on overwinding dynamics of mine shaft hoisting device

Li Yujin, Zhang Baolian
(*Beijing Huayu Engineering Company Limited, China Coal Technology and Engineering Group, Beijing* 100120, *China*)

Abstract: According to overwinding braking features of a mine shaft hoisting device, from view of a dynamics, overwinding dynamics model of the hoisting device was established. A calculation method of overwinding braking force, braking deceleration and steel wire rope impact force was provided. The calculation results showed that overwinding braking deceleration of cage hoisting should be less than g and overwinding braking deceleration of skip hoisting should be less than $2g$. A design method to restrict the impact force of the steel wire rope was provided. Based on conception to restrict the impact, the braking performances of HGJ-D steel band type overwinding buffer device were optimized for the mine shaft hoisting. The results showed that the overwinding protection device to restrict the impact force applied could reduce the stresses of mine shaft headframe and mine shaft tower, could reduce 1/2 impact force to the hoisting steel wire rope and could improve the safety reliability of the hoisting system

Key words: hoisting device; steel wire rope; overwinding; dynamics model; deceleration

0 引 言

在矿井提升装置制动或控制失效后,过卷防护是提升系统最后一道安全防护措施,其防护的安全可靠性极为关键,一旦过卷防护装置失效,就会造成重大安全事故或人员伤亡事故。据不完全统计,近年来已发生了 20 多次过卷事故。为防止提升系统过卷事故的扩大,设计中一般采用木罐道或过卷缓冲装置来制动提升容器。国内关于提升装置过卷的研究,主要集中在过卷事故过程分析与过卷缓冲装置研究方面,很少研究提升装置过卷制动减速度和过卷时钢丝绳承受的冲击力。基于此,笔者从过卷动力学入手,建立了提升装置过卷时的动力学模型,通过过卷动力学研究,提出了过卷制动力、制动减速度和钢丝绳冲击力的计算方法,提出了限制过卷制动减速度,限制钢丝绳的冲击力的设计方法,从而达到减小井架、井塔和提升钢丝绳受力,保证提升钢丝绳在过卷时不会破断,避免恶性事故的发生,提高提升系统的安全可靠性。

1 提升装置过卷的类型及原因分析

在矿井提升设备的提升过程中,提升装置的过

收稿日期: 2015-07-12; **责任编辑:** 赵 瑞 **DOI:** 10.13199/j.cnki.cst.2016.01.026
作者简介: 李玉瑾(1963—),男,甘肃庆阳人,教授级高级工程师,硕士,现任中国煤炭科工集团北京华宇工程有限公司副总工程师。E-mail: liyvjin@sina.com
引用格式: 李玉瑾,张保连. 立井提升装置过卷动力学研究[J]. 煤炭科学技术,2016,44(1):157-160.
Li Yujin, Zhang Baolian. Study on overwinding dynamics of mine shaft hoisting device[J]. Coal Science and Technology, 2016, 44(1): 157-160.

中国煤炭期刊网 www.chinacaj.net

卷事故一般为上行容器过卷，下放容器过放。

1) 提升装置过卷的类型。①低速过卷：指提升系统安装有速度限制装置，提升容器在井口时速度小于 2 m/s，过卷动能不大，过卷距离在允许的范围内。②高速过卷：指速度限制装置失灵后，容器以全速运行，但过卷开关工作正常，电动机断电，制动器抱闸，提升容器在规定的距离内停止。③全速过卷：指各种保护失灵，制动系统失效，提升容器以最大提升速度过卷。④超速过卷：指发生跑车事故，此时各种保护失灵，制动系统失效，提升容器以超过最大提升速度过卷。

2) 提升装置过卷原因分析如下：①深度指示器失效，对于机械式深度指示器主要是齿轮传动轴断裂，传动齿轮滚键不啮合，销子断裂，离合器未合好等故障造成。对于电子式深度指示器主要是数码管显示故障，计算机死机等。②提升机安全防护装置失灵，限速保护装置失灵，过速保护装置失灵，提升机自动减速及警示装置失灵。③提升机制动装置失灵，提升机液压制动系统故障，回油路堵塞，造成制动器不能抱闸。④提升机管理及监督部门，对过卷开关试验、维护保养及检查不到位，造成过卷开关失灵。⑤进行特殊作业时，现场指挥人员与提升机操作人员配合失误，导致提升机误动作或过卷解除后未恢复等造成过卷事故。

2　提升装置过卷的有关规定及分析

1)《煤矿安全规程》第三百九十七条规定，立井提升装置的过卷和过放应符合下列规定：当立井提升装置的提升速度≤3、4、6、8、≥10 m/s 时，过卷高度和过放距离分别不得小于 4.00、4.75、6.50、8.25、10.00 m，同时，吊桶提升的过卷高度不得小于 2.00、2.37、3.25、4.12、5.00 m。在过卷高度或过放距离内，应安设性能可靠的缓冲装置，且缓冲装置应能将全速过卷(过放)的容器或平衡锤平稳地停住，并保证不再反向下滑(或反弹)。

2) GB 50385—2006《矿山井架设计规范》规定过卷缓冲装置载荷标准值 $A_{4k}=2.0S_{max}$，S_{max} 为提升钢丝绳的最大静张力。

3) GB 50384—2007《煤矿立井井筒及硐室设计规范》第 5.5.1 条规定：井底过放保护装置设计最大制动减速度，对空载容器和平衡锤不得大于 $5g$（g 为重力加速度），对有载人可能的空罐和重载容器不得大于 $3g$。过放时井底制动与井口制动应分别计算。

以上规范和规程主要针对提升装置过卷高度、井架过卷载荷和井底过放减速度进行规定，而均未对提升装置的过卷制动减速度进行明确规定。

4) 最小过卷减速度计算。根据提升装置过卷高度可计算出过卷时的最小过卷制动减速度 a_g 为

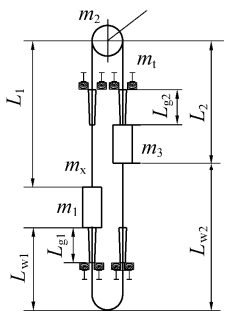
$$a_g = V^2/(2H_g) \tag{1}$$

式中：V 为提升速度；H_g 为提升容器的过卷距离。

当立井提升装置提升速度≤3、4、6、8、12～15 m/s 时，过卷制动减速度分别为 1.13、1.69、2.77、3.88、7.20～11.25 m/s²。当符合《煤矿安全规程》规定的过卷距离时，提升速度越高，过卷制动减速度越大。当提升速度大于 12 m/s 时，过卷制动减速度应大于 7.2 m/s²；当提升速度大于 15 m/s 时，过卷制动减速度应大于 11.25 m/s²。但目前的过卷缓冲制动装置制动距离均小于最小过卷距离，特别是有些矿井既装设过卷缓冲装置，又装设楔形木罐道，会导致实际过卷制动减速度很大，对提升钢丝绳损害也很大。

3　提升装置过卷时缓冲制动装置制动力计算

分析提升装置过卷制动特性时，要考虑提升机制动系统的工作状况，楔形罐道或过卷缓冲装置的设置方式，提升系统的提升高度等参数。对于罐笼提升应考虑罐笼内人员和货物不能悬浮，过卷制动减速度应小于重力加速度，对于箕斗提升应保证冲击载荷小于断绳载荷。假设下放容器超前进入楔形罐道，则可以不考虑下放侧提升容器的影响，提升装置的过卷计算模型如图 1 所示。



m_1、m_3—下放侧、上升侧提升容器的绳端载荷；m_2—提升机和电动机等变位质量；m_x、m_t—下放侧、提升侧钢丝绳质量；L_1、L_2—下放侧、上升侧钢丝绳长度；L_{w1}、L_{w2}—下放侧、上升侧平衡绳长度；L_{g1}、L_{g2}—下放侧、上升侧提升容器制动距离

图 1　提升装置的过卷计算模型

Fig. 1　Volume calculation model of mine hoist device

1) 下放侧提升容器的过放制动力计算。由能

中国煤炭期刊网 www.chinacaj.net

量平衡条件可知:

$$m_1V^2/2 + m_1gL_{g1} = F_{z1}L_{g1} \quad (2)$$

$$F_{z1} = m_1[V^2/(2L_{g1}) + g] = m_1(a_{g1} + g) \quad (3)$$

式中: V 为提升速度; g 为重力加速度; F_{z1} 为下放侧提升容器的过放制动力; a_{g1} 为下放侧提升容器的过放制动减速度, $a_{g1} = V^2/(2L_{g1})$。

2) 上升侧提升容器的过卷制动力计算。由能量平衡条件可知:

$$(\sum m - m_1)V^2/2 - m_3gL_{g2} = F_{z2}L_{g2} \quad (4)$$

式中, $\sum m$ 为提升系统总变位质量。

上升侧满载提升容器过卷制动力 F_{z2} 为

$$F_{z2} = (\sum m - m_1)V^2/(2L_{g2}) - m_3g = (\sum m - m_1)a_{g2} - m_3g \quad (5)$$

式中, a_{g2} 为上升侧提升容器的过卷制动减速度。

4　立井提升装置过卷时动力学特性分析

在上升侧提升容器进入过卷缓冲装置时, 下放侧提升容器已提前进入过放缓冲装置, 但提升机及下放侧钢丝绳仍因惯性而继续运动, 在摩擦轮圆周上任意点共走了振动位移 x_1。由拉格朗日方程可得立井提升装置过卷时的单自由度振动微分方程为

$$(m_2 + m_3 + m_x + m_t/3)x''_1 + Cx_1 = F_{z2} \quad (6)$$

式中: x_1 为过卷时提升装置的振动位移; x''_1 为过卷时提升装置的振动加速度; C 为提升绳的弹性系数, $C = EZ/L_2$, E 为钢丝绳的弹性模数, Z 为提升钢丝绳总截面积。

求解式(6)可得提升装置的振动频率 ω 为

$$\omega = \sqrt{C/(m_2 + m_3 + m_x + m_t/3)} \quad (7)$$

根据卷积法和杜哈美积分可得式(6)的解为

$$x_1 = \frac{1}{\omega(m_2 + m_3 + m_x + m_t/3)} \times \int_0^t F_{z2}\sin[\omega(t - \tau)]\,\mathrm{d}\tau \quad (8)$$

其中, t、τ 分别为时间间隔及任意干扰力下的时间变量。化简式(8)可得

$$x_1 = [1 - \cos(\omega t)]F_{z2}/C \quad (9)$$

过卷时的钢丝绳冲击力 S_{d1} 为

$$S_{d1} = Cx_1 = F_{z2}[1 - \cos(\omega t)] \quad (10)$$

当 $\cos(\omega t) = -1$ 时, 由式(10)可计算出, 过卷时钢丝绳的最大冲击力 $S_{d1,max}$ 为

$$S_{d1,max} = 2F_{z2} \quad (11)$$

如果过卷缓冲装置的力矩特性为突然加载, 则过卷时钢丝绳承受的冲击力为过卷缓冲装置制动力矩的 2 倍。当过卷制动力矩为 2 倍的最大静张力时, 钢丝绳承受张力为 5 倍的最大静张力; 当过卷制动力矩为 3 倍的最大静张力时, 钢丝绳承受张力为 7 倍的最大静张力, 而钢丝绳最小安全系数为 6.5 ~ 6.7 倍最大静张力, 显然, 会造成钢丝绳破断。为此, 必须设法减小过卷时钢丝绳的冲击力。

经过研究发现, 当过卷缓冲装置的力矩建立从零开始沿某一给定的直线缓慢上升到最大值时, 如图 2 所示, 可以减小或消除提升装置的过卷振动冲击, 大幅减小钢丝绳的冲击力, 由此可知, 过卷缓冲装置的制动力矩是一个变化的数值, 而不是恒定的。

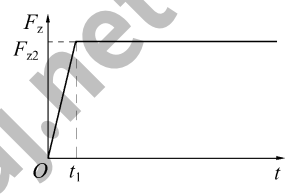


图 2　过卷制动力矩特性

Fig. 2　Characteristic of overwind brake forque

过卷制动力矩的计算式为

$$F_{z2}(t) = \begin{cases} F_{z2}t/t_1 & (0 \leqslant t \leqslant t_1) \\ F_{z2} & (t_1 \leqslant t) \end{cases} \quad (12)$$

式中, t_1 为变制动力矩区间或制动力矩建立区间。

在 $t_1 \leqslant t$ 时, $S_{d1} = F_{z2}\{1 - 2\sin(\omega t_1/2)\cos[\omega(t - t_1/2)]/(\omega t_1)\}$。显然, 当 $t_1 = T = 2\pi/\omega$ 时, $2\sin(\omega t_1/2)/(\omega t_1) = 0$, 钢丝绳振动消失, 则 $S_{d1,max} = F_{z2}$。

由上述计算可知, 过卷和过放缓冲装置的制动特性应采用可变制动力矩。当过卷放缓冲装置的制动力矩建立时间等于系统的基波振动周期时, 钢丝绳的冲击力就会减少 1/2, 减小井架、井塔的受力, 可以有效防止钢丝绳断绳事故的发生。基于上述理论研究, 建议 HGJ - D、HGF - D 钢带式立井提升过卷缓冲装置, 在制动力矩建立过程中, 采用可变制动力矩, 建立时间应不小于系统的振动周期, 实现过卷振动冲击限制功能, 有效减小提升装置各设备承受的冲击力。

目前, HGJ - D 钢带式立井提升过卷缓冲装置已在安徽国投新集主井、淮北涡北主井、峰峰集团梧桐庄矿主井等 16 个矿井的过卷事故中, 成功实施了

中国煤炭期刊网 www.chinacaj.net

过卷缓冲防护,防止了过卷事故的进一步扩大。

5 过卷缓冲装置的制动计算示例

某矿主井塔式双箕斗提升参数如下:提升速度 13 m/s,箕斗质量 61 000 kg,箕斗载荷 42 000 kg,提升钢丝绳每米质量 8.52 kg/m,提升钢丝绳 6 根,平衡钢丝绳每米质量 15.6 kg/m,平衡钢丝绳 3 根,提升系统总变位质量 294 266 kg,最大静张力 S_{max} = 1 358 kN,L_1 = 712.82 m,L_{w1} = 19.5 m,L_2 = 32.2 m,L_{w2} = 700.12 m,钢丝绳破断力 Q_q = 9 900 kN。

1) 井上过卷缓冲制动力和制动距离计算。假设提升装置满载全速过卷,取制动力矩 $F_{z2} = 2S_{max}$ = 2 716 kN,则 $a_{g2} = (F_{z2} + m_3 g)/(\sum m - m_1) = 1.63g$,$L_{g2} = V^2/(2a_{g2})$ = 5.3 m。

2) 过卷时钢丝绳承受的冲击力 S。$S_{d1,max} = 2F_{z2}$ = 5 432 kN,$S = S_{max} + S_{d1,max}$ = 6 790 kN。

若取 $a_{g2} = 2g$,则过卷制动力为 3 227 kN,提升钢丝绳张力为 7 812 kN,已接近钢丝绳破断力 9 900 kN。若按矿安标字〔2009〕10 号《立井提升防过卷(过放)缓冲托罐装置安全标志管理方案》规定,取 $a_{g2} = 3g$,则钢丝绳张力为 12 635 kN,大于钢丝绳破断力 9 900 kN,提升钢丝绳将会破断。显然,此过卷制动减速度数值偏大。若采用性能改进后的 HGJ - D 钢带式立井提升过卷缓冲装置,进行合理的设计和性能调试,则可大幅减小过卷制动时钢丝绳的冲击力,减少钢丝绳的冲击损坏。

6 结论及建议

1) 罐笼提升系统考虑到在过卷制动时人员和货物不能悬浮,过卷制动减速度应小于 g。

2) 对箕斗提升应保证在过卷距离范围内可靠停止箕斗,同时过卷冲击载荷应小于断绳载荷,一般情况下过卷制动减速度应小于 $2g$。

3) 过卷、过放缓冲装置设计为变制动力矩,只要适当控制过卷制动力矩的建立载时间,就可有效减小过卷、过放振动冲击。

4) 如果设计中同时设有楔形罐道和过卷、过放缓冲装置,在提升装置过卷时可能会造成因过卷制动力过大,而引起钢丝绳断绳事故,因此,应尽量避免。

5) 建议《煤矿安全规程》修订增加过卷制动减速度限制内容。

参考文献(References):

[1] 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,2013:181 - 191.

[2] 国家安全生产监督管理总局,国家煤矿安全监察局. 煤矿安全规程[M]. 北京:煤炭工业出版社,2011:215 - 216.

[3] GB 50385—2006,矿山井架设计规范[S].

[4] 严万生,王守义,何振杰,等,煤矿机电事故分析与防治[M]. 北京:煤炭工业出版社,1991:153 - 155.

[5] 韩常俊,杨春梅. 提升机全速过卷后缓冲装置的作用研究[J]. 中国煤炭,2005,31(9):41 - 42.
Han Changjun, Yang Chunmei. The study of the bufler's function while winder over winding at high speed[J]. China Coal,2005,31(9):41 - 42.

[6] 赵廷钊. HZSN 型竖井提升多功能过卷保护装置的开发与应用[J]. 矿山机械,2005,33(8):54 - 56.
Zhao Tingzhao. Development and application of HZSN type multi-functional overwind protection device of shaft hoisting[J]. Mining Machinery,2005,33(8):54 - 56.

[7] 唐道武,高 艳. 提升机过卷缓冲器的研究和设计[J]. 煤矿机械,2003,24(4):14 - 16.
Tang Daowu, Gao Yan. Research and design of hoist overwind buffer[J]. Coal Mine Machinery, 2003,24(4):14 - 16.

[8] 王军祥,葛世荣,王伟华,等. 提升机过卷过放缓冲装置的现状与发展[J]. 矿山机械,1998,26(8):34 - 37.
Wang Junxiang, Ge Shirong, Wang Weihua, *et al*. Status and development of hoist overwind buffer device[J]. Mining Machinery, 1998,26(8):34 - 37.

[9] 刘兵昌,李明好. 芦岭煤矿"3·19"主井过卷断绳重大事故原因分析[J]. 煤矿安全,2003,34(4):41 - 42.
Liu Bingchang, Li Minghao. Cause analysis of the "3·19" main shaft hoist rope major accident in Luling Coal Mine[J]. Safety in Coal Mines,2003,34(4):41 - 42.

[10] 吕慧芳. 矿山提升机过卷事故的防护[J]. 山西煤炭,2005(9):42 - 43.
Lyu Huifang. Protection of mine hoist overwinding accident[J]. Shanxi Coal, 2005(9):42 - 43.

[11] 王保贤,汪令蕤. 超短距离过卷缓冲与防坠系统的应用[J]. 煤矿机械,2000,21(5):46 - 47.
Wang Baoxian, Wang Lingrui. Application of super short overwind buffer and falling prevention system[J]. Coal Mine Machinery,2000,21(5):46 - 47.

[12] 朱真才,邓久玉,李惠芬. 过卷过放缓冲减速度的取值[J]. 煤矿机械,1998,19(2):17 - 18.
Zhu Zhencai, Deng Jiuyu, Li Huifen. value of overwinding and overfalling buffer deceleration[J]. Coal Mine Machinery,1998, 19(2):17 - 18.

[13] 董明甫. 防过放、防过卷缓冲及防撞托罐装置研究与应用[J]. 煤矿机械,2004,25(8):86 - 87.
Dong Mingfu. Research and application of anti - overfall and anti - roll buffer and anti - collision device[J]. Coal Mine Machinery,2004,25(8):86 - 87.

[14] GB 50384—2007,煤矿立井井筒及硐室设计规范[S].

[15] 林 森. 大型立井摩擦提升系统装备关键技术[J]. 煤炭科学技术,2013,41(8):87 - 91.
Lin Sen. Key technologies of equipments for friction hoisting system in large - type shaft[J]. Coal Science and Technology,2013,41(8):87 - 91.

中国煤炭期刊网 www.chinacaj.net