

新型锚杆预紧装置研究

孙雪峰^{1,2,3}, 李树清^{1,2}, 汤铸⁴, 李洪生^{1,2}, 曾赤^{1,2}

(1. 湖南科技大学 煤矿安全开采技术湖南省重点实验室, 湖南 湘潭 411201;

2. 湖南科技大学 能源与安全工程学院, 湖南 湘潭 411201; 3. 葛洲坝集团水泥有限公司, 湖北 荆门 448032;

4. 六盘水师范学院, 贵州 六盘水 553004)

摘要: 锚杆预紧力不足是制约煤矿巷道锚杆支护效果和顶板安全的重要问题。基于滚动摩擦原理, 提出了一种新的锚杆预紧装置, 介绍了其结构和相应的使用方法。建立了锚杆螺母与垫板相互作用的力学模型, 得到了锚杆螺母在拧紧过程中的摩擦力矩计算表达式, 得到了采用“减摩器”条件下螺母与垫板之间摩擦力矩计算表达式。应用锚杆拧紧扭矩与锚杆预紧力的关系分析了该锚杆预紧装置对提高锚杆预紧力的效果。制作了锚杆预紧装置, 并在锚杆实验平台上进行了预紧实验, 结果表明该装置可以提高锚杆预紧力, 且随着锚杆预紧扭矩的增加预紧力提升幅度相应增加。在现场进行了试用, 取得了较好的应用效果。

关键词: 锚杆预紧装置; 预紧力; 减摩器; 摩擦力矩; 预紧实验

中图分类号: TD353.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 1672-9102(2014)03-0015-04

Analysis on the feasibility of bolt pre-tightening device based on the principle of rolling friction

SUN Xuefeng^{1,2,3}, LI Shuqing^{1,2}, TANG Zhu⁴, LI Hongsheng^{1,2}, ZENG Chi^{1,2}

(1. Hunan Provincial Key Laboratory of Safe Mining Techniques of Coal Mines, Xiangtan 411201, China;

2. School of Energy and Safety Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China;

3. Gezhouba Group Cements Limited Company, Jingmen 448032, China; 4. Liupanshui Normal University, Liupanshui 553004, China)

Abstract: The insufficiency of bolt pre-tightening force is a striking problem that damages supporting effect and roof safety in coal mine roadway. Based on the principle of rolling friction, a new bolt pre-tightening device was put forward, whose structure and corresponding methods of use were both introduced. The mechanical model was established that of interaction between bolt nut and shim plate, calculation formula of friction torque was given in the tightening process of bolt nut, and the calculating expression of friction torque between the nut and the pad with the use of ‘antifriction device’ was figured out. Based on the relation between bolt tightening torque and bolt pre-tightening force, the effect was analyzed related to the improvement of pre-tightening force when utilizing bolt pre-tightening device which hinges on the principle of rolling friction. The whole process demonstrated the feasibility of research and development of this device. The bolt pre-tightening device was made, and the pre-tightening experiment was conducted on the platform for research on a bolt. The result shows that the device improve the bolt pre-tightening force, which increase with the margin of bolt tightening torque. Similarly, it achieves good effects in the field trial.

Key words: bolt pre-tightening device; pre-tightening force; thrust ball bearing; friction torque; pre-tightening experiment

收稿日期: 2013-12-09

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51374104, 51274096); 教育部科学技术研究重点项目(210147); 湖南省教育厅资助科研项目(09B035); 湖南省研究生科研创新项目(CX2012B390)

通信作者: 李树清(1969-), 男, 湖南湘阴人, 博士, 教授, 主要从事矿井瓦斯抽采和巷道围岩控制研究。E-mail: lsq_hnust@163.com

锚杆支护是一种加固巷道围岩的支护手段,有利于改善围岩的受力状况,提高围岩的完整程度,而提高锚杆预紧力将更有利加固围岩。在提高锚杆预紧力方面,我国学者总结出应从2个方面入手^[1-2]:首先是提高螺母安装扭矩 M ;其次是提高锚杆预紧力与螺母安装扭矩的转换系数 k 值。为了提高转换系数 k ,目前通常采用的方法加减摩擦垫圈,尚未尝试过采用滚动摩擦的方法。

1 新型锚杆预紧技术及装置的提出

图1为锚杆预紧装置示意图。其结构包括减摩器、三腿支架和底座圆环。减摩器主要用于减小锚杆预紧力的损失;三角支架的上端固定减摩器,下端固定在底部圆环上,用于支撑锚杆预紧力的施加;底部圆环主要用于与托盘稳定接触,有助于锚杆预紧力的正常施加。

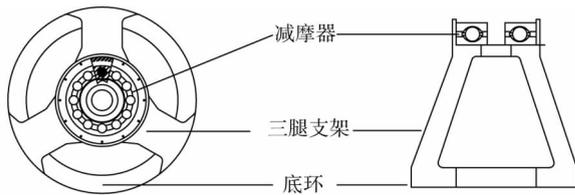
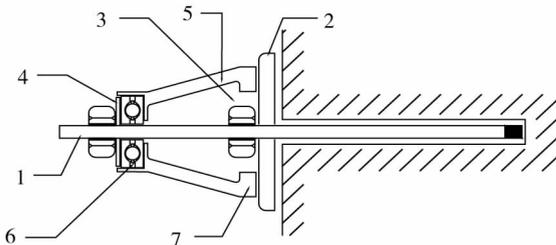


图1 锚杆预紧装置示意图

图2为锚杆预紧装置使用的示意图。锚杆穿过托盘的中线轴孔固定于巷道围岩的钻孔中,托盘的一面顶住巷道壁,托盘的另一面紧贴套锚杆螺母。托盘上方放置底环和三脚支架,三脚支架上方固定减摩器。需要对锚杆预紧时,在减摩器外面加扭动螺母,在锚杆钻机或扳手的扭矩作用下,扭动螺母向前推进,挤压减摩器,使锚杆得到张拉,当张拉到一定的扭矩值后,拧紧锚杆螺母,再退出扭动螺母和锚杆预紧装置。



1. 锚杆;2. 托盘;3. 锚杆螺母;4. 垫板;5. 三脚支架;
6. 减摩器;7. 底座圆环

图2 锚杆预紧装置井下安装示意图

锚杆预紧装置作用原理是:锚杆预紧时预紧扭矩主要消耗在锚杆螺母与托盘接触面间的相对滑动阻力矩、锚杆螺母与锚杆螺纹间滑动旋转阻力

矩、锚杆张拉过程的反作用力等3个方面。前2个方面导致预紧扭矩的损失,减摩器的作用在于降低第一方面的预紧扭矩损失,即通过减小摩擦使得锚杆螺母与托盘接触面间的相对滑动阻力矩降低。因此,上述预紧装置可以提高预紧扭矩的使用效率,从而提高锚杆预紧力。

2 锚杆预紧装置提高锚杆预紧力的机理分析

2.1 应用滚动摩擦原理减小摩擦扭矩的分析

文献[3]研究了螺母与垫板之间的摩擦作用,得到了摩擦力矩 M_f 如式所示。

$$M_f = \frac{2}{3} \pi \cdot p_n \cdot f \cdot (r_1^3 - r_2^3) \cdot g. \quad (1)$$

式中, f 为摩擦系数; p_n 为接触微元面的瞬时压强,Pa; r_1 为螺母的外径,mm; r_2 为螺母的内径(不包括螺纹),mm; π 为圆周率。

上式较好地阐明了螺母与托盘间摩擦扭矩的力学关系,推导过程中把同一时刻、同一微小面积上其摩擦扭矩看做不变的,没有考虑不同的螺母半径处,其接触微元面的瞬时压强与摩擦扭矩的差异。

减摩器的采用主要目的是减小摩擦力矩 M_f 。减摩器的结构及原理与推力球轴承类似,其摩擦扭矩可以借鉴推力球轴承的算法。如图3所示,滚珠置放在垫板上,垫板上布置有环形的深沟,滚珠与深沟相互接触。

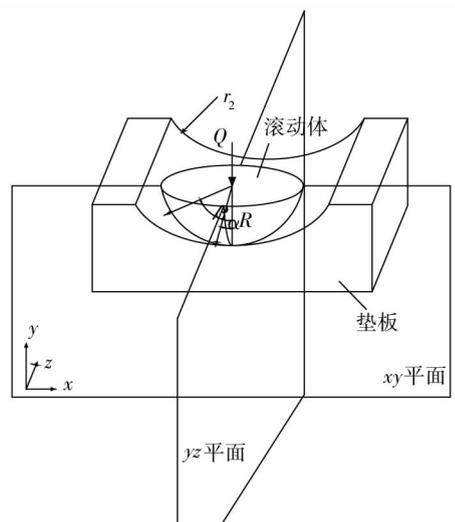


图3 减摩器部分接触情况示意图

文献[4]研究了减摩器内外圈的初始接触角 α ,得到公式如下:

$$\alpha = \arccos\left(1 - \frac{U}{2A}\right). \quad (2)$$

式中, $A = r_1 + r_2 - d_0$ 为沟心距, mm; r_1 为外圈沟曲率半径, mm; r_2 为内圈沟曲率半径, mm; d_0 为滚珠直径, mm; φ 为轴向位移量, mm; U 为滚珠与深沟沟间径向游隙, mm.

根据文献[5]的研究, 弹性范围内, 滚珠与沟槽的接触问题的分析基础是赫兹理论. 赫兹理论成立必须具备以下3个条件: 1) 相互接触的物体的材料应是匀质和各向同性的; 2) 接触处形成的压力面应是平坦的面, 并且压力面的长短轴线与接触处曲率半径的比值应很小; 3) 不能超过材料的弹性极限. 因此在减摩器内, 滚珠受到竖直方向的载荷会变形(由圆形变成微椭圆形). 根据受力图(图3)可以在接触点处表示出以下的关系公式^[6-7], 经过简化, 可得接触单位面积的表达式:

$$S_{\text{触}} = \pi [R - (R\varphi)\cos\alpha + \sqrt{2R\varphi - \varphi^2} \cdot \sin\alpha]^2. \quad (3)$$

利用赫兹理论计算减摩器的接触应力:

$$F = \frac{1}{\pi \cdot \mu \cdot \nu} \cdot \left\{ \left[\frac{E \cdot \sum \rho}{3 \left(1 - \frac{1}{m^2} \right)} \right]^2 \cdot Q \right\}^{1/3}. \quad (4)$$

式中, ρ 为接触面的曲率; μ, ν 为赫兹系数, 通过查表得出; E 为弹性模量; $1/m$ 为泊松比; Q 为外加载荷, N.

最后得出减摩器摩擦阻力矩的求解公式:

$$M_f = \frac{1}{\mu \cdot \nu} \cdot [R - (R - \varphi)\cos\alpha + \sqrt{2R\varphi - \varphi^2} \cdot \sin\alpha]^2 \cdot \left\{ \left[\frac{E \cdot \sum \rho}{3 \left(1 - \frac{1}{m^2} \right)} \right]^2 \cdot Q \right\}^{1/3}. \quad (5)$$

2.2 扭矩和锚杆预紧力的关系分析

锚杆预紧扭矩与锚杆预紧力成线性关系, 锚杆预紧扭矩的增加直接影响着锚杆预紧力的大小, 如螺母与托盘不同的接触面积、锚杆体的螺纹形式、螺纹的螺距、锚杆直径, 都对锚杆预紧力产生重要的影响. 因此, 根据李志兵、张农等专家对预紧力与预紧力矩之间相互关系的深入研究, 得出了预紧力与预紧力矩之间具体的数学表达式^[8]:

$$F' = (24(3\sqrt{3}D_1^2 - 2\pi D_2^2)/12(\tan Y + k)(3\sqrt{3}D_1^2 - 2\pi D_2^2)D + [3\sqrt{3}(3\ln 3 + 4)D_1^3 - 16\pi D_2^3]u)M'_f. \quad (6)$$

式中, D_1, D_2 分别为螺母的外径和内径, mm; D 为锚杆直径, mm; M'_f 为预紧力矩, N·m; u 为接触面摩擦系数; Y 为螺纹升角; k 为螺纹间摩擦系数.

现以 M24 的锚杆螺母为例, 螺母内径 24 mm, 螺母外径 36 mm, 螺母厚度 19 mm, 矿用扭力扳手为 40 mm × 40 mm × 0.545 m, 螺母与垫片的弹性模量 $E = 2.07 \times 10^5$ MPa, 螺母与垫片间的泊松比 $1/m = 0.3$, 螺母与垫片间的摩擦系数 $f = 0.15$, 预

紧力矩 $M'_f = 150$ N·m, 接触微元面的瞬时压强为 $p_n = 0.76$ kg/cm², 热膨胀系数 $a = 0.000\,012$ /K^[9], 螺纹升角为 $Y = 3.028^\circ$; $\tan Y$ 值为 0.053; 螺纹间摩擦系数 k 为 0.1.

如果不采用锚杆预紧装置, 通过式(1)算得摩擦扭矩: $M = 29.284$ N·m.

根据预紧力与预紧扭矩之间的关系(6), 求得锚杆预紧力为 $F' = 15\,795$ N.

如果采用锚杆预紧装置, 则锚杆预紧装置的参数: 减摩垫圈的滚珠个数 $n = 12$, 内、外圈沟曲率半径系数 $\rho = 0.52$, 滚珠半径 $R = 5.5$ mm, 轴向位移量为 $\varphi = 0.04$, 外加载荷 $Q = 150$ N·m.

通过式(2)~式(5)算得摩擦扭矩: $M' = 16.593$ N·m.

根据预紧力与预紧扭矩之间的关系(6), 求得锚杆预紧力为 $F' = 28\,505$ N.

由于锚杆螺纹与螺母螺纹间连接处摩擦扭力也是影响锚杆预紧扭矩的原因, 根据《螺纹实用手册》上的国家有关规定^[10-11], 钢材表面较粗糙且无润滑的预紧力矩系数 $K = 0.25 \sim 0.30$, 根据设计的具体锚杆预紧装置, 取 $K = 0.26$. 通过计算得出螺纹消耗的扭矩为 $M_2 = 39$ N·m.

根据公式 $\eta = \frac{M - M'}{M' + M_2} \times 100\%$ 及以上螺母表面摩擦扭矩及螺纹表面摩擦扭矩可以算出, 采用锚杆预紧装置所得到的摩擦扭矩比正常预紧情况下提高了 80% 以上.

通过以上 2 种摩擦扭矩大小的计算及有效扭矩的比值计算, 可以看出安装锚杆预紧装置可以有效地减小摩擦扭矩, 提高预紧扭矩的转化效率.

3 锚杆预紧装置实验研究

本实验应用锚杆测力计测量锚杆在预紧过程中托盘受到作用力的数值, 具体实验地点在湖南科技大学煤矿安全开采技术湖南省重点实验室, 在锚杆拉拔试验装置上进行锚杆预紧装置的实验研究, 如图 4 所示.

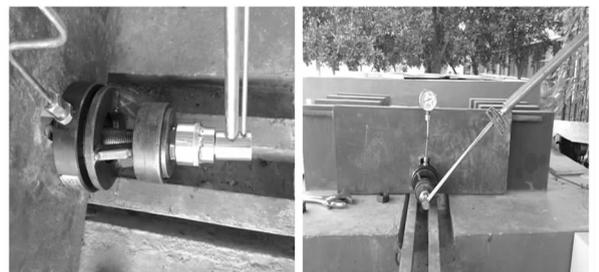


图4 锚杆预紧装置实验过程中的效果图

本实验所使用的锚杆直径为 20 mm, 螺母外径为 32 mm. 选取实验过程的扭矩值和压力值, 以横坐标和纵坐标的方式绘制出锚杆扭矩—预紧力关系曲线图 a, b, c, d, e (如图 5 所示). 其中曲线 a, b, c, d 为应用锚杆预紧装置得到的实验数据; 曲线 e 为没有应用锚杆预紧装置得到的实验数据.

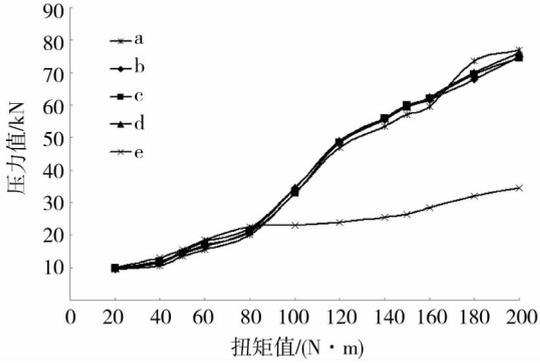


图 5 锚杆扭矩与预紧力关系曲线图

从以上实验测得结果可以看出, 当预紧扭矩由 0 增加到 80 $\text{N} \cdot \text{m}$, 采用锚杆预紧装置的作用不是太明显, 甚至获得的锚杆预紧力比不使用锚杆预紧装置时还小. 当预紧扭矩由 80 $\text{N} \cdot \text{m}$ 提升到 200 $\text{N} \cdot \text{m}$ 时, 不采用锚杆预紧装置, 锚杆预紧力由 20 kN 提升到 35 kN, 提高了 75%; 采用锚杆预紧装置时, 锚杆预紧力由 20 kN 提升到 75 kN, 提高了 275%. 可见, 当预紧扭矩超过 80 $\text{N} \cdot \text{m}$, 锚杆预紧装置的作用效果好, 大大提高了锚杆预紧力, 如扭矩为 200 $\text{N} \cdot \text{m}$ 时, 不采用锚杆预紧装置, 锚杆预紧力为 35 kN, 采用锚杆预紧装置, 锚杆预紧力为 75 kN, 在同样扭矩的作用下锚杆预紧力提高了 1.14 倍.

在罗城仫佬族自治县合城煤业有限责任公司插花一矿 2711 运输平巷进行现场实验, 如图 6 所示. 在现场实验过程中, 通过使用锚杆预紧装置将预紧力由 25 kN 提高到 50 kN 左右.



图 6 应用锚杆预紧装置对锚杆进行预紧

4 结论

1) 提出了一种锚杆预紧装置, 介绍其工作原理和使用方法.

2) 得出了摩擦力矩的计算公式, 确定锚杆预紧装置工作时螺母、托盘间的力学关系; 通过分析扭矩对锚杆预紧力的影响效果, 得出可以通过减小摩擦扭矩的方法来增大锚杆预紧力; 得到了摩擦扭矩数值和有效扭矩的转化效率, 比较分析出锚杆预紧装置能有效降低锚杆预紧力.

3) 实验和现场试用表明锚杆预紧装置可以提高锚杆预紧力. 预紧扭矩较小时, 锚杆预紧装置的作用不明显, 预紧扭矩超过一定值时, 锚杆预紧装置的作用明显, 预紧装置提高锚杆预紧力的作用明显增强.

参考文献:

- [1] 何满潮, 袁和生, 靖洪文, 等. 中国煤矿锚杆支护理论与实践[M]. 北京: 科学出版社, 2004.
- [2] 张广云. 锚杆预紧扭矩与预紧力关系研究[J]. 科技情报开发与经济, 2011, 21(1): 195-198.
- [3] 孙见君, 魏龙. 机械密封端面摩擦扭矩的测试技术[J]. 无锡商业职业技术学院学报, 2004, 4(1): 10-47.
- [4] 张锦华. 单列向心推力球轴承的轴向载荷—变形曲线, 预紧和刚性[J]. 洛阳工学院学报, 1987(2): 55-65.
- [5] 埃斯曼. 滚动轴承设计与应用手册[M]. 武汉: 华中工学院出版社, 1985.
- [6] 李晓强, 王秀梅, 许胜利. 基于 ANSYS 的推力球轴承接触的有限元分析[J]. 现代机械, 2008(2): 6-7.
- [7] 张晓东, 唐南. 推力球轴承接触问题有限元分析[J]. 机械, 2012, 39(1): 39-41.
- [8] 李志兵, 张农, 韩昌良, 等. 锚固预紧力与预紧力矩相互关系的研究[J]. 中国矿业大学学报, 2012, 41(2): 189-193.
- [9] 刘泽九. 滚动轴承应用手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [10] 卜炎. 螺纹联接设计与计算[M]. 北京: 高等教育出版社, 1995.
- [11] 张庆宝. 螺纹联接中力矩的确定与计算[C]//第二十四届中国(天津) IT、网络、信息技术、电子、仪器仪表创新学术会议论文集, 天津: 天津市电子协会, 2010.