

深孔钻进时改善钻杆柱工作 性状的理论研究

方 雪 松

(中航勘察设计研究院 北京 100086)

1 概述

钻探是一个复杂的系统工程,不管钻探技术近期内如何发展,钻探都离不开三大组成部分:①地面动力、回转、提升系统及辅助装置;②中间的动力及信号传递系统;③孔底的碎岩工具。目前,回转钻进方法在地质勘探、石油钻井和各种工程勘察施工中仍占统治地位,并将继续发挥重大作用。因此本文主要是研究回转钻进时的钻杆柱的工作性状。

回转钻进是指钻头在压力、扭矩和回转运动联合作用下碎岩的过程,钻头上作用的压力、扭矩和回转运动是靠细长的钻杆柱来传递的。因此,回转钻进中钻杆柱传递能量的效率大小决定了钻进效果的好坏。钻进中,孔内钻杆柱、孔壁及岩层组成了一个复杂的弹性系统,其特点是:钻杆柱是一个细长的超柔度杆件,在孔壁的约束下弯曲变形、回转运动来传递钻压和扭矩,受力情况和运动状态十分复杂。孔内钻柱的受力、弯曲变形及运动状态对钻进起着至关重要的影响。

孔内钻柱工作性状研究的另一重要方面是钻柱振动和弹性储能。由于钻柱在孔内运动的不均匀性、钻头碎岩的不均匀性、钻柱在孔内的偏心运动、孔壁的约束作用、地层的不均质性,等等,造成钻柱的振动是必然的。钻柱与孔壁构成了特殊的运动约束振动系统。

孔内钻柱复杂的受力变形、复杂的运动状态及特殊的约束振动系统给钻进工作带来一系列不利的影晌。主要表现为:

1.1 造成钻柱的纵振、横振和扭振

纵振产生动载,造成钻头上钻压波动很大。根据计算和国外资料介绍,其瞬间最大钻压可达平均钻压的3倍甚至更高,使钻头和钻柱的寿命减少。而瞬间最小钻压降低到零,不能有效也破碎岩石。

横振使钻柱撞击孔壁,破坏孔壁的稳定牲,同时使钻具的寿命减少,易于发生孔内事故。

扭振使钻头呈不稳定回转状态,使钻头有效碎岩时间减少。

振动除了减小钻速外,还造成钻柱和钻头的损坏、易发生孔内事故、岩心采取率及采取品质降低。

1.2 地表难以控制和操作

也表显示和控制的钻进参数与孔底实际数值有很大差别。回转钻进时钻柱上的中和点上下浮动很大,在地表很难操作也无法控制中和点的位置。难于实行优化钻进和科学化钻进,钻速低且孔内事故多。

1.3 限制了进一步提高钻速的可能

由于回转钻进时钻柱工作性状的特点,限制了加强钻进规程参数来提高钻速的可能性,因为强力规程将进一步使钻柱的工作性状恶化。

1.4 钻孔易偏斜

因钻柱在钻孔内弯曲变形,造成了钻进过程中的钻头倾倒,使钻头轴线与钻孔轴线之间形成了一个夹角。钻柱弯曲曲率越大,特别是孔底的第一个弯曲半波,曲率愈大,波长愈短,钻头轴线与钻孔轴线之间的夹角

就越大。当夹角增大时，钻头上的横向分力随之增大，从而造成钻孔的严重偏斜。

1.5 钻柱摩擦阻力增大

钻柱严重弯曲后，钻柱与孔壁的相互作用力增大，增加了钻进功率消耗，使提升阻力和回转阻力增大，进而影响钻进效率、钻孔质量和钻进成本。

因此，对深孔钻进钻杆柱的工作性状进行理论研究是很重要的，它影响到钻进成本、设备能力、动力消耗、材料消费以及钻孔质量，等等。

改善钻杆柱的工作性状主要包括两方面的内容：改善钻杆柱弯曲变形状况和减小钻杆柱的振动。

2 改善钻杆柱弯曲变形状况的研究

2.1 回转钻进时钻杆柱弯曲变形的研究

岩心钻进时钻柱在孔内受到轴向力、离心力、扭矩和孔壁阻力的共同作用。中和点以上钻柱因受轴向拉力作用，在扭矩和孔壁摩擦阻力不够大时，不会产生空间弯曲变形，绝大多数情况下，被认为是一种波动的平面弯曲状态。而中和点以下钻柱有产生平面弯曲和空间螺旋线形弯曲的两种可能，主要影响因素是扭矩的大小和钻孔的倾角。

(1) 钻孔倾角对钻柱弯曲变形的影响

对于有一定倾角的钻孔，乌兹(Woods)曾根据实验得出了一个经验判别式^[1]

$$\frac{W}{mq} = 2 \left(\frac{m \cdot \sin \alpha}{r} \right)^{0.511115}$$

$$\text{当 } \frac{W}{mp} > 2 \left(\frac{m \cdot \sin \alpha}{r} \right)^{0.511115} \text{ 时, 钻杆柱}$$

将呈现空间螺旋线，否则钻柱变形仍在平面内。由此判别式可知，总是存在某一倾角，当实际钻孔倾角大于它时，钻柱在孔内呈平面弯曲。所以，当扭矩较小时，将下部钻柱的弯曲变形当成平面问题来处理，不会有太大的误差。

(2) 扭矩大小对钻柱弯曲变形的影响

钻压和扭矩同时作用下钻柱又是如何弯曲的？在铰支条件下，钻压与扭矩有如下的关系^[1]：

$$\left(\frac{M_k}{2BI} \right)^2 + \frac{P_{11}}{EI} = \left(\frac{\pi}{K} \right)^2$$

式中 M_k ——扭矩。

从上式可知，因扭矩 M_k 的存在，将使钻柱弯曲的临界钻压减小。当 $M_k=0$ 时，上式便变成欧拉公式。

(3) 钻柱平面弯曲变形的研究

研究钻柱在平面内弯曲变形的的方法很多，最具代表性的是萨尔基索夫和鲁宾斯基。在萨尔基索夫和鲁宾斯基两人研究的基础上，考虑到钻柱在孔内受约束的实际情况，认为孔壁对钻柱的约束力不可忽视。因钻柱弯曲变形对钻头工况影响最严重和最直接的是孔底的一个弯曲半波，所以以它为研究对象。孔壁反作用力 F_1 是一个很重要的参数，是石油钻井和科学深钻必须考虑和计算的。它的大小决定了孔壁摩擦阻力，进而影响到钻进功率消耗、回转阻力、钻进效率、钻孔质量和钻进成本。正是基于此点，作者提出了自己的研究方法，钻柱平面弯曲的模型如图1所示。

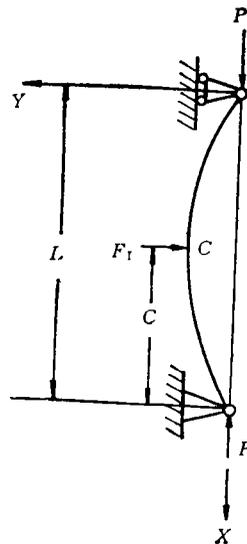


图1 钻柱平面弯曲示意图

通过理论分析和计算,孔壁的反作用力为

$$F_1 = F + F_2 = \frac{p(D-d)}{\frac{pl}{2} - tg\frac{pl}{2}} p + \frac{qlfw^2}{2g}$$

上式中, F 为孔壁反作用力与离心力的合力, F_1 为孔壁反作用力, F_2 为离心力, D 为钻孔直径, d 为钻柱外径, f 为钻孔与钻柱间的环状间隙, ω 是钻柱转动角频率, q 是钻柱单位长度重量, g 是重力加速度。

利用上式算出的仅是孔底一个弯曲半波上受到的孔壁反作用力, 实际钻进中整个钻柱上存在有数十个弯曲半波和切点, 所以整个钻柱上总的反作用力会很大, 因而总的摩擦阻力也很大。特别是回转钻进时, 由于钻柱振动、弹性储能和纵向收缩的影响, 钻头上的轴向力波动幅度很大, 当轴向力达到最大值时(是正常值的几倍), 孔壁的反作用力达到最大, 摩擦阻力也达到最大。产生这种现象对钻进非常不利, 不仅会增大钻头上的横向力, 促使钻孔严重偏斜, 而且严重影响钻进速度、增加钻进的功率消耗、加快下部钻柱的磨损。

随着钻压的增大, 钻柱与孔壁的接触由点发展到线。若钻压进一步增大, 由上式可知, 力 F_1 也随之增大, 当钻压进一步增大到某一临界值时, 孔底第一个弯曲半波会发生一次新的弯曲变形, 由一个弯曲半波变成三个弯曲半波。孔底钻柱产生一次新的弯曲变形的临界钻压为

$$p_{112} = \frac{\pi^2 EI}{\left(\frac{l}{3}\right)^2} = 9 \frac{\pi^2 EI}{l^2} = 9p_{11}$$

式中 p_{112} ——第二次弯曲的临界压力

p_{11} ——欧拉临界压力

实际钻进中, 为了防止钻孔严重偏斜, 有时需要将钻压控制在二次弯曲临界压力之下。

2.2 改善钻杆柱弯曲变形状况的研究

上面已详细分析研究了回转钻进时钻

杆柱的弯曲变形状况。由此可知, 钻柱弯曲变形的几个主要影响因素是受压钻柱的长度和刚度、钻进参数(钻压和转速)、钻柱与孔壁间隙。改善钻柱工作性状的研究, 正是从这些影响因素开始, 进行理论上的探讨, 找出真正有效的改善钻柱工作性状的方法和措施。

2.2.1 钻进参数及受压钻柱长度的影响

钻压和转速是回转钻进中两个最重要的参数。钻进中, 钻压和转速的选择受很多因素的影响, 如: 钻头类型、地层因素、钻进成本、钻进速度以及钻探设备的性能等。

根据回转钻进碎岩机理, 可知当钻头压入岩石时, 若钻压较小, 只能使岩石表面产生弹性变形; 压力增大后, 则在岩石中产生压裂作用形成一些裂隙; 压力继续增大到一定值时, 就产生大体积破碎。由此可知, 钻压值的大小对钻头碎岩的效果有很大的影响。钻速与钻压的关系曲线如图2所示。

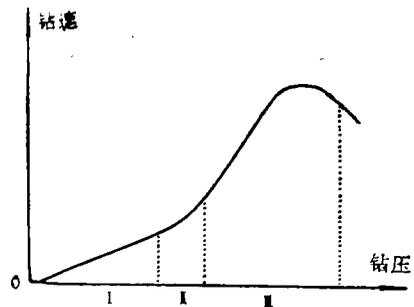


图2 钻速与钻压的关系曲线

I—表面破碎区; II—疲劳破碎区; III—体积破碎区

转速对钻速的影响要区分不同的钻进条件, 即硬质合金钻进和金刚石钻进时影响不同。如图3所示。由图可知, 硬质合金钻进对粘土类岩石, 钻速几乎随转速成正比的增长; 在坚硬的、高研磨性的岩石中, 钻速随转速的增长相对慢些; 对中等硬度、研磨性较小的岩石, 则介于二者之间。对于金刚石钻进来说, 只要岩层完整稳定, 钻孔弯曲较

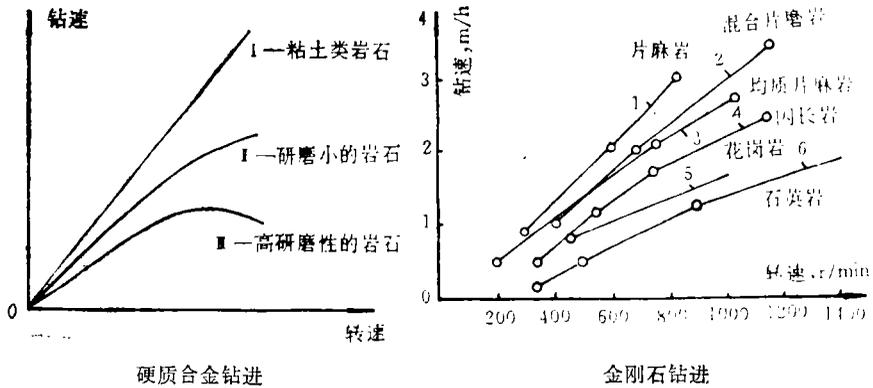


图 3 转速对钻速的影响

小且无超径现象，管材有足够的强度、钻具级配较好，冲洗液使用合理，机械设备能力允许等条件下，转速越快，钻速也越快。

值得注意的是，钻压和转速的选取并不仅仅根据钻速快慢来定，确定的原则是使钻进达到最优化。即最佳钻压和转速的选取原则是保持单位钻进成本最低。

2.2.1.1 钻压与受压钻柱长度的关系

回转钻进中，当钻孔深度大于一定值（约200m）时，就采用减压钻进。此时钻杆柱中存在一个中和点截面（以下简称中和点）。中和点以下钻柱在泥浆中的重量等于所需的钻压，中和点以上的钻柱在泥浆中的重量等于减压钻进所减去的作用力，即钻进时液压立轴钻机油缸向上的液压力。所以，中和点以下的钻柱受到轴向压力的作用，中和点以上钻柱受到轴向拉力作用。由此可知，正常钻进时，如果钻压值很大，则下部受压钻柱的长度就长。反之，受压钻柱长度就小。

2.2.1.2 钻进参数及受压钻柱长度、刚度的影响

单从改善钻柱的工作性状来说，钻压和转速越小越好。因为钻压小，则受轴向压力作用的钻柱长度就小，由欧拉公式

$$p_{11} = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$$

可知，受压长度 l 减小，刚度增大，将增加钻柱的稳定性。但从钻进的角度来讲，钻压和转速必须保证最佳值。如何解决这对矛盾呢？问题的根本是要求既能满足钻进时所需的钻压值，又能使受压钻柱的长度很短，刚度增大。

由萨尔基索夫公式可知^[2]：

(1) 钻柱弯曲半波长与 Z 成正比。 Z 是中和点至所求断面的距离，中和点以上取正值，中和点以下取负值。所以，对受压部分钻柱来说，受压钻柱长度越长，则弯曲半波长越短，弯曲曲率就越大，越不利于钻进。

(2) 钻柱弯曲半波长与转速成反比，即转速增大，弯曲半波长减小，弯曲曲率增大，不利于钻进。

综合以上的分析，可知在满足钻进所需的钻压和转速的前提下，应尽可能缩短受压钻柱的长度，增大下部钻杆柱的刚度。在回转钻进中，要实现这一点，则必须增大下部钻柱的单位重量和口径，即下部钻柱应使用加重钻柱或钻铤。

2.2.2 钻柱与孔壁间隙大小的影响

欧拉公式中， I 是钻柱的惯性矩，它与钻柱横截面尺寸成正比。当受压钻柱长度 l 值一定时， I 值增大使临界压力增大，即钻柱外径增大会增加钻柱的稳定性。

钻柱与孔壁的间隙大小对钻柱弯曲变形

也有较大的影响。若间隙太大,则受压钻柱弯曲变形的挠度较大,弯曲曲率增大,孔壁的约束力小,给正常钻进带来不利影响。减小钻柱与孔壁之间的间隙,则钻柱在孔内的弯曲变形相当于两端受压杆件在弹性基础上的弯曲变形,会增加钻柱稳定性。

要满足上述要求,就必须对孔底钻杆柱进行优化组合,一方面在钻柱下部使用加重钻杆或钻铤,提高钻柱单位长度重量 q ,从而使钻进时中和点离孔底越近越好;另一方面,增大中和点以下钻柱的外径,减小钻柱与孔壁之间的间隙,从而增加受压钻柱的稳定性。最好使中和点落在下部较粗的钻杆柱上。

2.2.3 设计出新型钻具

改善钻柱工作性状除了上面所提出的方法外,还可以通过设计新型钻具来实现。思路是设计出一种新型钻具,使中和点以下的钻杆柱也处于受拉状态。这种新型钻具的原理如图4所示,分为浅孔加压钻进和深孔减压钻进两种状态。

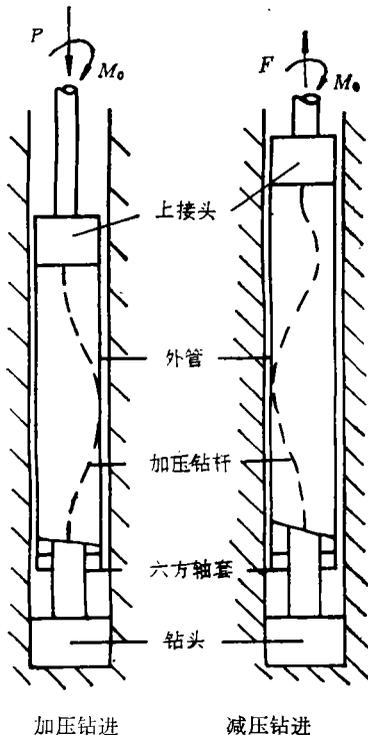


图4 新型钻具原理图

2.2.3.1 浅孔加压钻进状态

钻具主要由外管、内管(加压钻杆)、上接头和下部伸缩接头等组成。外管只传递回转扭矩而不传递钻压,因此不会因失稳而弯曲变形,内管是加压钻杆,不传递扭矩,在轴向压力的作用下产生多次半波状弯曲,但由于受外管的限制,不会与孔壁发生相互作用。外管的重量通过上接头和内部的加压钻杆传给钻头,因此外管处在受拉状态。

2.2.3.2 深孔减压钻进状态

钻具的组成是相同的,只是为保证有足够的钻压,必须使该钻具在冲洗液中的重量达到所需钻压值,即钻具的长度较长,钻进时控制中和点在上接头附近。减压钻进时,中和点以上的钻柱由于受轴向拉力作用,不会产生弯曲变形。中和点以下的钻具因钻压和扭矩分开传递,整体处于受拉状态不产生弯曲变形。

通过上述原理可知,钻具整体在钻孔内将保持直线状态,预给的钻压能完全施加到钻头上。因为新型钻具的下部设计有六方轴和六方套结构,能起到减振器的作用。由以上的分析可知,钻压和扭矩分开传递的新型钻具有如下的优越性:

- (1) 改善了钻柱与孔壁的约束关系,减小了孔壁摩擦阻力,降低附加功率的消耗;
- (2) 改善了钻柱工作性状,能大幅度提高钻进速度,减小钻孔偏斜;
- (3) 增加了孔壁的稳定性的,减少孔内事故;
- (4) 减小了钻柱的振动,延长钻具的使用寿命;
- (5) 提高取心质量和岩心的采取率;
- (6) 降低钻进成本。

3 减小钻杆柱振动的研究

回转钻进过程中,钻杆柱不可避免地产生振动。钻杆柱振动是影响钻进效果最主要的因素之一。因此,研究钻杆柱的振动、进

而设法减小钻杆柱的振动,是本文的重点之一。

岩心钻进钻杆柱振动的原因是:(1)地层原因。钻进软硬互层、粒度不均匀和非均质结构的岩层、破碎岩层(包括塌陷层、岩溶、裂隙发育、层理片理发育岩层)时产生振动;(2)技术原因。使用弯曲的钻杆柱,钻杆柱组合不同心,钻杆柱偏磨;钻杆柱与孔壁的间隙过大,钻杆柱刚度不足;钻进设备安装不正确和工作情况不良,传动齿轮磨损,钻机立轴与钻孔轴线不同心,主动钻杆偏心安装,等等;(3)工艺原因。使用不合适的钻头,使用不合理的钻进参数,孔底有残留岩心或金属块。

钻进时,钻杆柱是在阻尼下工作的。振动理论表明,阻尼虽对振幅影响很大,但对系统的自振周期影响不大。为了简化起见,本文的分析均不考虑阻尼对钻杆柱系统固有频率的影响,因而计算出的振幅值偏大。

需要说明的是,因岩心钻进中钻杆柱接头外径与钻杆外径几乎相同,难于起到限位作用,所以参与横振的钻杆柱长度根本无法确定。即使假设了钻杆柱横振的长度,研究的结果对实际工作指导意义不大。因此本文对钻杆柱横振不作研究。

3.1 钻杆柱振动的研究

3.1.1 钻杆柱纵向振动的研究

在国内外现有研究成果的基础上,根据小口径机械回转钻进的特点,笔者提出的钻杆柱纵振力学模型如图5所示。将整个钻杆柱看成两个大弹簧,其中 K_1 为中和点以上钻杆柱系统的刚度; K_2 为中和点以下钻杆柱系统的刚度;根据振动理论可知自重弹簧的三分之一质量作为有效振动质量,所以 m 代表钻杆柱总质量的三分之一。不考虑阻尼,钻头与地层的相互作用当成运动支承(相当于振动支座),即 $h = b \sin \omega t$,因此下端简化成固定端。

由振动理论可知拉压杆的等效刚度计算

公式为 $K_1 = \frac{EA}{L_1}$ $K_2 = \frac{EA}{L_2}$ 其中 E 为钻杆柱的弹性模量, A 为横截面积, L_1 和 L_2 是上下两段钻杆柱长度。结合钻进的已知参数,即可求出 K_1 、 K_2 的值。

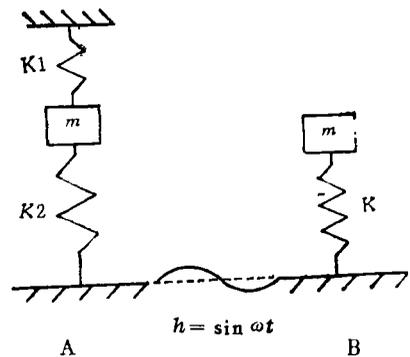


图5 钻杆柱纵振模型

图5(A)所示的钻杆柱纵振为支承运动强迫振动,因此整个钻杆柱系统的综合刚度为

$$K = K_1 + K_2 = EA \left(\frac{L_1 + L_2}{L_1 L_2} \right) \quad (3)$$

式中 L ——整个钻杆柱的长度。

整个系统的固有频率为

$$p_0 = \sqrt{\frac{Kg}{m}} \quad (4)$$

式中 g ——重力加速度。

钻杆柱振动最大振幅为

$$u_{\max} = b \sqrt{\frac{1 + (2sr)^2}{(1 - r^2)^2 + (2sr)^2}} \quad (5)$$

式中 b ——支承运动的振幅,此处为钻头的振幅;

r ——频率比, $r = \frac{\omega}{p_0}$

ω ——支承运动频率;

s ——阻尼影响系数。

钻杆柱振动最大动载为

$$p_{\max} = \frac{mu_{\max}(n\omega)^2}{g} \quad (6)$$

式中 n ——岩层破碎系数(与钻头切削刃数量有关)

实际上, 岩心钻进时, 地表钻进设备的振动通过钻机立轴传给了钻杆柱系统, 因此常规钻进时整个系统的激振动力相当大, 从而引起了钻头上压力的波动, 美国ESSO公司实测了井底钻头上的动载变化(见图6)。钻头上动载的变化, 会引起钻杆柱中和点上下移动, 造成了质量 m 的变化。质量 m 的变化又反过来成为激振力, 促使钻杆柱进一步振动。

由上述分析可知, 在其它条件不变的情况下, 若能从中和点附近使上下钻杆柱隔开, 就会起到很好的减振效果。中和点隔开, 不仅断开了地表及上部钻杆柱振动对钻头振动的叠加, 而且能保持质量 m 的值不变(不是钻杆柱总质量的三分之一, 而是中和点以下钻杆柱质量的三分之一)。从中和点隔开, 下部钻杆柱纵振模型见图 5 (B), 它的分析和计算方法同常规钻进时一样, 等效刚度值为 $K = K_2$ 。

3.1.2 钻杆柱扭振的研究

钻杆柱扭振的力学模型如图 7 所示, 将孔底看作自由端, 并受到扭矩 M_0 的作用, 孔口卡盘处作为固定端。

此时钻杆柱扭振的偏微分方程为

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2}$$

式中 $a = \sqrt{\frac{G}{p}}$

根据边界条件和振动的初始条件即可求出固有频率

$$p_i = \frac{(2n-1)\pi}{2L} \sqrt{\frac{G}{P}} \quad (n=1, 2, 3, \dots) \quad (7)$$

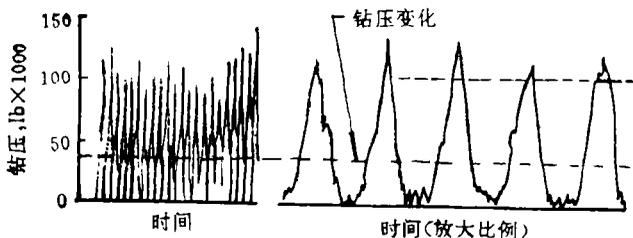


图 6 实测井底钻头上的动载曲线

最大振幅发生在孔底, 即 $x = L$ 处

$$\theta_{\max} = \frac{M_0 L}{GJ_p} \quad (8)$$

由于钻杆柱扭振引起的钻头扭矩动载最小值为 0, 最大值为

$$M_{\max} = \frac{M_0 p_i^2 \theta_{\max}}{2g} \quad (9)$$

3.1.3 钻杆柱的弹性储能

钻进时随着钻头上动载的变化, 钻杆柱的动能和位能相互交换, 也就是钻杆柱回轮的动能变成弹性储能, 而弹性储能的释放又变成钻杆柱的动能。

(1) 钻杆柱的动能和位能

钻杆柱的动能可由一根空心轴的动能公式求得

$$T = \frac{1}{2g} p \omega^2 J_p L$$

由于钻杆柱带动钻头转动, 因此钻杆柱中存在有扭转位能

$$U = \frac{M_0^2 L}{2GJ_p}$$

如因钻头给进不均, 或孔底岩性突然发生变化或钻头受阻等时, 则钻杆柱的动能立即以扭转位能的形式储存起来。设钻头受阻时的附加力矩为 M_0 , 旋转的动能变为位能, 则有

$$T = U = \frac{M_0^2 L}{2GJ_p}$$

(2) 钻杆柱的弹性储能

当钻头受阻时, 钻杆柱上附加扭矩很大。在很大的扭矩、轴向压力和离心力的联合作用下, 钻杆柱将会形成空间螺旋线形弯曲, 在振动作用环境中, 可以看作是疏圈弹

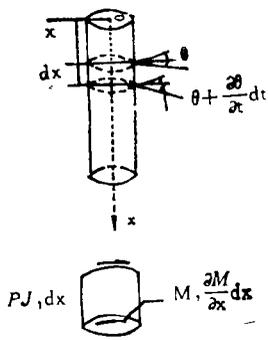


图 7 钻杆柱扭振力学模型

簧。当这一弹性系统变形时，产生很大的弹性储能。由材料力学理论可知：

弹性储能为

$$U = \frac{1}{2} M_n \Phi \quad (10)$$

式中 M_n ——钻杆柱上承受的扭矩；

Φ ——钻杆柱扭转的角度。

钻杆柱扭转角度的计算式为

$$\Phi = \frac{M_n L}{GJ},$$

式中 L ——参与弹性变形的钻杆柱长度；

G ——钻杆柱的剪切弹性模量；

J ——钻杆柱的极惯性矩。

$$J = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$$

式10说明了：参与变形的钻杆柱越长，扭矩越大，钻杆柱的弹性储能也越大。

3.2 减小钻杆柱振动的研究

通过以上对钻杆柱振动的理论研究，可从理论上得出减小钻杆柱振动的措施和方法。主要包括以下几个方面：

3.2.1 正确的设备安装及钻杆柱和钻头的合理选用

钻进时钻杆柱产生振动的原因之一是钻机和动力机安装的不合格。钻进设备安装时，若天车、主动钻杆和钻孔轴线不在一条直线上，将会导致钻杆柱的剧烈振动，因此严格遵守设备安装规则能起到减小钻杆柱振动的作用。

使用弯曲的钻杆柱、钻杆柱不同心或钻杆柱已偏磨等都会导致钻杆柱的振动，因此钻进前挑选合格的钻杆、钻铤和岩心管组成钻杆柱会减小钻杆柱的振动。

选择的钻头不适合所钻的地层，钻头磨损严重或掉块，孔底有残留岩心或金属块时，会导致钻杆柱强烈振动，因此选择合适的钻头，保持孔底清洁有助于减小钻杆柱的振动。

3.2.2 合理的钻孔及钻杆柱结构

当钻孔结构不合理或钻孔结构与钻杆柱结构不级配时，钻杆柱将产生剧烈的振动。因此钻孔应尽量设计成一径到底，并使钻杆柱与钻孔的间隙尽量小，有助于减小钻杆柱的振动。

从前面的研究结果可知，在中和点附近将钻杆柱隔开，能大大减小下部钻杆柱和钻头的振动。中和点以下使用钻铤，会减小参与振动的钻杆柱长度，也能很好地减小钻杆柱及钻头的振动。

3.2.3 优选钻进参数

钻进参数对钻杆柱振动影响较大。过高的钻压使钻杆柱弯曲严重，会加剧钻杆柱的振动。冲洗液量过多，在钻杆柱内液体压力高和产生脉动时会促使钻杆柱的振动。对钻杆柱振动影响最大的是转速，转速值若与钻杆柱振动的固有频率相等或成倍数时，就会引起钻杆柱的共振。因此选择合理的钻进参数是减小钻杆柱振动的方法之一。

3.2.4 使用减振冲洗液

合理使用减振冲洗液是有效减小钻杆柱振动的方法之一。使用减振冲洗液，一方面可减小钻杆柱与孔壁的摩擦力，因而减小了钻杆柱的纵振和扭振；另一方面，它能吸收钻杆柱对孔壁的冲击能，从而降低了钻杆柱的横向振动。现有的减振冲洗液主要是在一般冲洗液中加入有润滑剂或各种乳化液。

3.2.5 使用新型减振钻具

上面已经详细分析了通过改善钻杆柱的结构性能和优选钻进参数来减小钻杆柱振动的方法和措施，这些方法所取得的减振效果是很有限的，要想取得很好的减振效果，则必须使用减振器和新型减振钻具。笔者设计出的新型井下伸缩器减振效果很好，这一结论已经受了野外试验的验证。如前笔者所提出的新型钻压和扭矩分开传递的钻具，预计会取得很理想的减振效果。

(1) 使用井下伸缩器

根据前面的理论研究结论，笔者设计出

了一种新型的减振钻具——井下伸缩器，它的工作原理如图8所示。

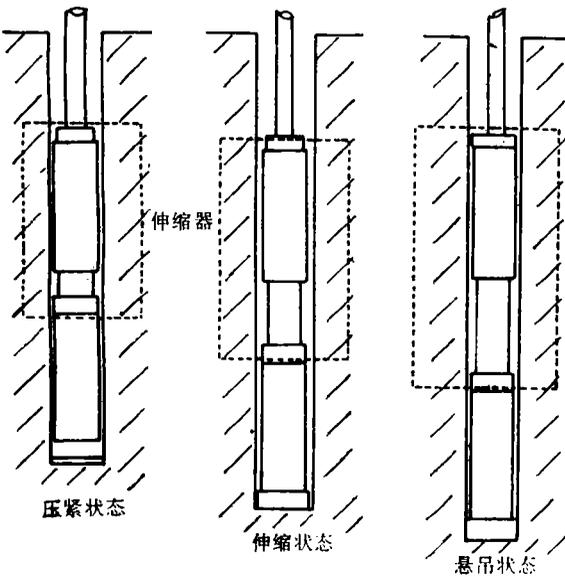


图 8 井下伸缩器工作原理

井下伸缩器的减振原理主要是：一方面在中和点附近将钻杆柱分成了两部分，使得上下两段的钻杆柱振动不会互相影响和叠加。钻杆柱的上下两段可以看作是两个独立的系统，因而减小了参与振动的钻杆柱长度；另一方面，它能降低钻杆柱中的弹性储能，确保钻进时钻头上的钻压和扭矩不会产生较大的波动，既减小了钻杆柱的振动又能提高钻头破碎岩的时间。

使用井下伸缩器时下部钻杆柱纵振的模型如图5(B)所示，计算公式见式(4)~式(6)。

(2) 使用井下伸缩器、钻铤和减振器或者钻压和扭矩分开传递的钻具

使用传统的减振器时，研究钻杆柱振动的模型如图9所示。但此时有两个假设条件，即：中和点以下钻杆柱可以单独看作一个系统，不受中和点以上钻杆柱振动的影响；钻铤可看作一集中质量 m 。而实际情况是中和点上下的钻杆柱振动互相叠加和干扰，因此求出的结果不会很精确。

如果中和点以下钻杆柱组成是井下伸缩器、钻铤和减振器，则真正实现了上面图9所示的模型。

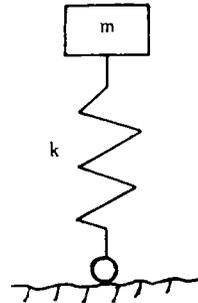


图 9 带减振器的钻杆柱纵振简化模型

笔者提出的钻压和扭矩分开传递的新型钻具，由于下部六方轴套能起到振器的作用，因此使用这种新型钻具的振动模型也如图9所示。

以上所分析的三种情形，都可看作是单自由度强迫振动，强迫振动来源于孔底钻头与岩石的相互作用。

图9所示简化模型的运动微分方程为

$$m \frac{b^2 x}{dt^2} + kx = b \sin(npt)$$

只研究强迫振动，上式的特解为

$$x = u_{\max} \sin(npt)$$

式中 u_{\max} —— 下部钻杆柱的最大振幅

$$u_{\max} = \frac{b}{1-r^2}, \quad r = \frac{n\omega}{p_n} \quad (11)$$

b —— 钻头在孔底的最大振幅；

ω —— 钻杆柱转动角频率；

p_n —— 系统的固有频率。

$$p_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (12)$$

k —— 减振器的刚度；

m —— 中和点以下钻铤的质量，是一个定值。

由于振动引起的最大动载为

$$p_{\max} = \frac{mu_{\max}(n\omega)}{g} = \frac{mb(n\omega)^2}{g(1-r^2)} \quad (13)$$

利用计算机仿真技术计算出常规钻进、使用井下伸缩器以及同时使用井下伸缩器、钻铤和减振器（或者是钻压和扭矩分开传递的新

(下转第35页)

标即可准确地实现不同行政区域的土地分割目的。如果分界线不易用直线代表时,可实测三个或三个以上的点,拟合成一曲线,再求解曲线与直线的交点坐标即可实现目的。

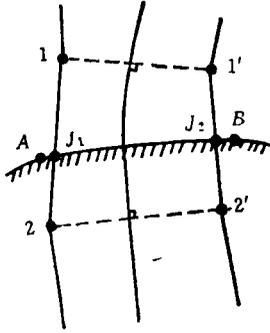


图4 重要界线的确定

4 结束语

几年来,我们利用本文模型所编制的程序,先后完成了107、310高等级公路占地边桩测设工作,总计达200km。利用全站仪和便携机,使繁琐的曲线测设工作变成了简单的坐标放样工作,不仅提高了作业效率,而且作业成果也更标准化和规范化。实际作业中如果配备两根跟踪杆棱镜和对讲机,则测

设速度能较常规方法快1倍以上。坐标法测设的另一明显优点是测设非常灵活,尤其在遇到障碍物和通视困难地区时更是如此。由于坐标法测设,一般不存在误差累计现象,因此只要实际作业中适当控制测放距离,就能保证占地边桩±10cm的精度要求。

鉴于线路占地边桩的坐标放样法具有以上优点,实践中应予推广。事实上,由于我国各基层队伍全站仪或光电测距仪与便携机的普及,应用坐标法放样的客观条件已经具备。显然,该文理论也可用于线路中桩的放样;当各边桩支距 B_1 或 B_2 都相同时,就是测放已知曲线的平行线问题了,因此本文所述的测设原理及数学模型可广泛应用于城市测量与工程测量中有关曲线测设的领域。

参 考 文 献

- 1 工程测量规范GB500026—93.中国计划出版社,1993
- 2 城镇地籍调查规程.农业出版社,1990
- 3 徐育康.碎部点解析测定法及其精度分析.军测学报,1992(1)期
- 4 李青岳.工程测量学.测绘出版社,1984

(上接第47页)

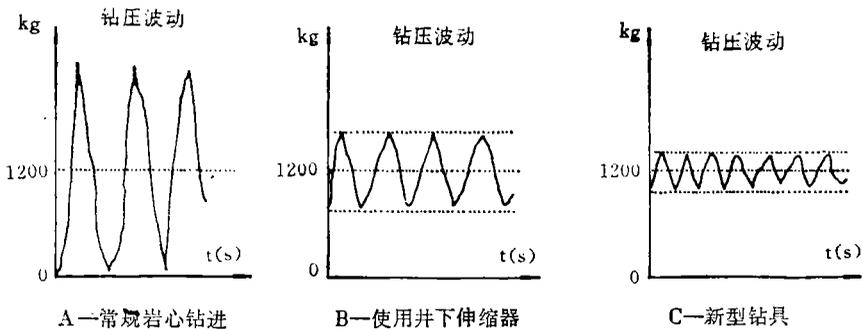


图10 三种钻杆柱钻进时钻头上正压力的波动

型钻具)时,孔底钻头上的动载。计算出的结果如图10所示。

从图10中三种情况下钻头上正压力波动大小的对比可知,笔者提出的两种方法具有明显的减振效果,并且对钻进工作很有利。

参 考 资 料

- 1 赵国珍,龚伟安编.钻井力学基础.石油工业出版社,1988
- 2 刘希圣主编.钻井工艺原理.石油工业出版社,1981