新型大口径立轴式钻机分动及卷扬装置的研制

彭　莹, 尹　鑫, 谭　鑫, 魏治利, 毕　进
(湖南飞碟新材料有限责任公司,湖南 长沙 410007)

摘要:为了克服现有深孔大口径钻机体积庞大和价格昂贵等问题,从实用角度出发研制了一种新型的立轴式深孔大口径钻机。此钻机结构紧凑,钻进有效,灵活实用,价格适中,更加适应国内市场的需求。本文重点阐述其分动和卷扬机构的独特设计,在立轴式钻机的基础上,对传动路线和结构部件的设计进行创新,赋予其适应大口径深孔钻进下的低速重载的能力。

关键词:大口径;立轴式;钻机;分动箱;卷扬机
中图分类号:P634.3+1　　**文献标识码**:B　　**文章编号**:1672 - 7428(2017)01 - 0065 - 05

Study on Transfer Case and Hoisting for New Large-diameter Spindle Type Rig/*PENG Ying*, *YIN Xin*, *TAN Xin*, *WEI Zhi-li*, *BI Jin* (Hunan Flydisc New Material Co., Ltd., Changsha Hunan 410007, China)

Abstract: In order to improve the huge volume and avoid expensive cost of the existing large diameter deep hole drilling machine, a new type of large-diameter spindle rig is practically developed, which has compact structure with advantages of effective drilling, flexible operation and moderate price and is more adaptable to Chinese market. This paper focuses on the unique design of transfer case and hoisting device; on the basis of spindle type rig, the innovation was carried out on the design of transmission route and structure components to give the rig ability to adapt to low speed and heavy loading in large diameter deep hole drilling.

Key words: large-diameter; spindle type; drilling rig; transfer case; hoisting

0　引言

自 2012 年起,国家对岩层气勘探规划产量一直在不断增加,伴随煤炭行业的好转,煤层气开采条件也日益成熟。这些开采项目都需要大口径深孔钻机介入,而此前市场上主要应用于此类作业的钻机大部分为转盘式钻机或全液压钻机。转盘式钻机体积庞大,笨重,不利于移动;而全液压钻机则大部分靠国外引进,价格昂贵。为此我们研究开发了一种新型的深孔大口径钻机。

深孔大口径钻机,要求低速重载。首先,在加大钻机动力机功率的同时降低立轴转速,重新选用传动比更高的汽车变速箱,再通过分动箱进一步降低转速。第二,传统立轴式钻机的卷扬装置都是纵向放置,而因为深孔大口径钻机要求起重力大,卷扬机卷筒尺寸加大,横向布置更便于操作。故钻机结构设计目标主要对钻机分动箱部分进行重新设计,改变其向卷扬机方向的转速传递方向,以适应卷扬机的横向摆放。

1　新型大口径立轴式钻机基本情况

1.1　传统立轴式钻机结构

动力传动路线为:动力→离合器→汽车变速箱→分动箱→回转器→钻杆
　　→卷扬机

钻机整体结构如图 1 所示。

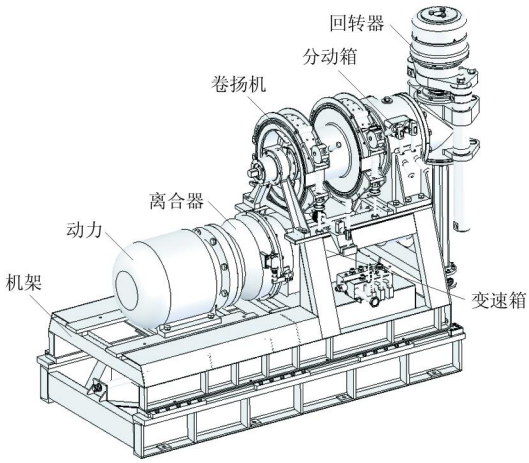


图 1　经典立轴式钻机整体结构图

收稿日期:2016 - 04 - 06; **修回日期**:2016 - 10 - 31

作者简介:彭莹,女,汉族,1976 年生,工程师,机械制造工艺与设备专业,从事钻探设备研究与设计工作,湖南省长沙市雨花区曙光中路 232 号,26212581@qq.com。

万方数据

1.2 新型大口径立轴式深孔钻机结构

新型大口径立轴式深孔钻机见图 2。

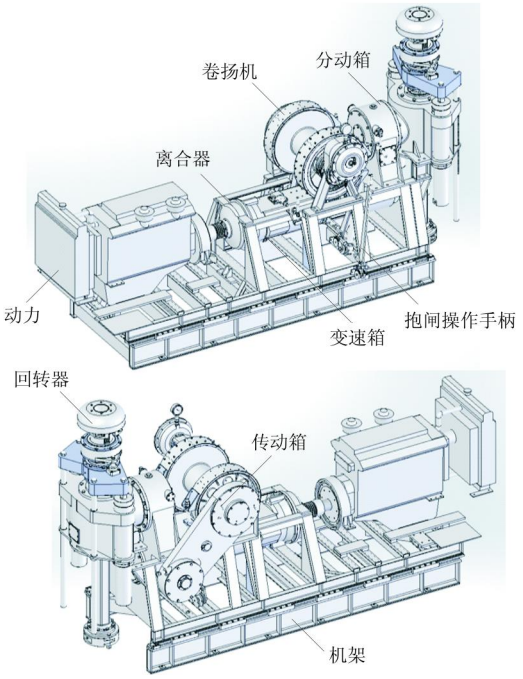


图 2 新型大口径立轴式深孔钻机结构图

新型大口径立轴式钻机整机动力传动路线为:动力→离合器→汽车变速箱→分动箱→回转器→钻杆
→传动箱→卷扬机

与经典立轴式钻机不同之处为:

(1)卷扬机横向安装在钻机机架上,有利于排绳和提升大吨位重物;

(2)抱闸操作手柄则通过一组杠杆机构,安置在操作者前下方,手柄加长,方便操作;

(3)卷扬机侧面外挂一个独立的传动箱,连接分动箱。

在钻机的几个主要结构部件中,动力、离合器、汽车变速箱采用的是外购部件。钻机机架用于承担部件质量、定位等作用。下机架固定,上机架可以相对下机架进行水平移动。

在钻机主要参数设计上,根据钻机需要最大扭矩的设定为 20 kN· m,动力选取功率为 110 kW 的柴油机进行驱动。卷扬机的最大提升力可以提升到 110 kN。技术参数参见表 1。

2 新型钻机分动箱工作原理及结构特点

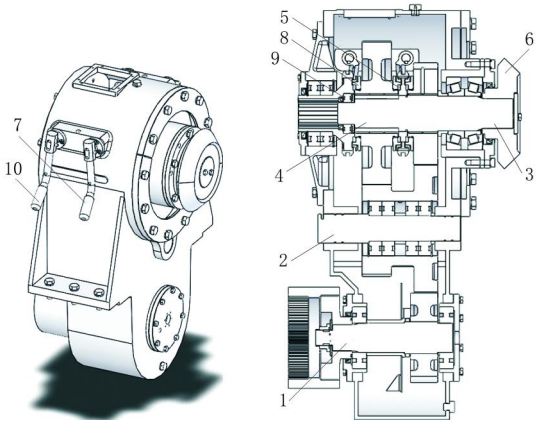
在立轴式岩心钻机中,分动箱安装于变速箱与回转器及卷扬机之间,起到传递动力的作用,是动力传递的中间装置。分动箱由箱体部件和内部传动轴、齿轮、拨叉等主要零部件组成。分动箱体通过螺栓固定在钻机机架上。操作者通过拨动拨叉来操作内部齿轮的离合。分动箱只起到减速的作用,并不再发生变速分级。

表 1 新型大口径立轴式钻机主要参数

名 称	参 数
最大扭矩	20 kN· m
动力功率	110 kW
通孔直径	154 mm
钻杆规格	四方钻杆 108 mm×108 mm
回转速度	36 ~554 r/min
钻进深度	1000 m(终孔直径 500 mm) 1500 m(终孔直径 250 mm)
钻机角度	90°
起拔力	280 kN
给进力	210 kN
卷扬绳速	0.67 ~6.37 m/s
卷扬单绳最大提升力	110 kN

2.1 传统立轴式钻机分动箱的结构及传动路线

传统分动箱结构如图 3 所示。



1—输入轴;2—中间轴;3—输出轴;4—输出轴大齿轮;5—啮合套;6—输出轴小弧齿;7—分动箱拨叉;8—啮合套;9—联轴节;10—拨叉

图 3 传统立轴式钻机分动箱结构图

整体传动路线为:分动箱输入轴→分动箱中间轴→分动箱输出轴→回转器
→卷扬机

分动箱动力传递有 2 条线路。

线路一:动力由变速箱从输入轴 1 输入后,经由一对直齿轮传递到中间轴 2,然后又传递到输出轴 3 上的直齿轮 4。经过啮合套 5 再传递给输出轴,然后经输出轴右端的小弧齿 6 传递到回转器立轴上的大弧齿,带动立轴和钻杆进行旋转钻进。

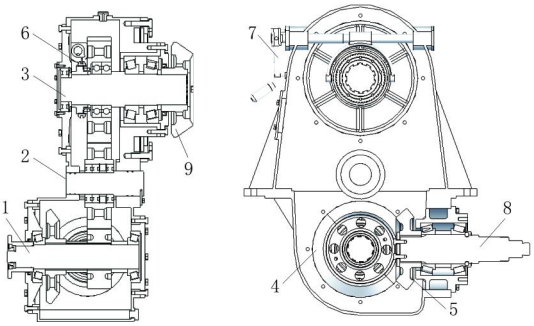
万方数据

在线路一中,分动箱输出轴 3 上安装的啮合套 5 起到分离动力传递的作用。可于紧急情况下,通过分动箱拨叉 7 控制啮合套位置,切断动力。方便操作和处理事故。

线路二:直接经输出轴 3 经啮合套 8 再传递给左端的联轴节 9,输出给卷扬机的主轴,使卷扬机动作。通过拨叉 10 来控制啮合套 8 的离合。

2.2　新型分动箱的结构及特点

新型大口径立轴式钻机中,动力经变速箱获得的 12 正 2 反的转速,并经分动箱进一步减速,采用大模数直齿轮传动,保证齿轮强度要求。分动箱的结构上做出了上下两对弧齿来分别输出不同方向动力的设计。新型分动箱结构见图 4。



1—输入轴;2—中间轴;3—输出轴;4—输入轴大弧齿;5—小弧齿;6—换挡啮合套;7—离合手柄;8—传动箱输入轴;9—输出轴小弧齿

图 4　新型钻机分动箱的结构图

新型分动箱的整体传动路线:分动箱输入轴→分动箱中间轴→分动箱输出轴→回转器→传动箱→卷扬机

新型钻机分动箱有 2 条传动线路。

线路一:动力由变速箱从输入轴 1 输入后,经由一对直齿轮传递到中间轴 2,然后又传递到输出轴 3 上的直齿轮。经过啮合套 6 再传递给输出轴,然后经输出轴右端的小弧齿 9 传递到回转器立轴上的大弧齿,带动立轴和钻杆进行旋转钻进。

在线路一中,分动箱输出轴 3 上安装的啮合套 6 起到分离动力传递的作用,可于紧急情况下,通过分动箱拨叉 7 控制啮合套位置,切断动力。线路一与传统分动箱线路一是一致的。

线路二:因为此时卷扬机已经是横向安装在机架上,所以设计了一组弧齿轮来改变传动方向。动力由变速箱从输入轴 1 输入后,直接经输入轴大弧齿 4 传递给小弧齿 5,小弧齿 5 则固定在传动箱输入轴上,传动箱内一组直齿轮将动力传递给卷扬机主轴。

2.3　新型分动箱各轴及齿轮设计

和原有经典式 1500 m 深的立轴式钻机的分动箱相比,新型结构分动箱在结构和承载方面都有了较大的变化。因此需要对其主要传动零部件的尺寸重新设计计算。

2.3.1　传动轴的最小轴径设计

计算公式为:

$$d_3 \geqslant 5T/[\tau] \tag{1}$$

$$T = 9550000P/n \tag{2}$$

式中:d——最小轴径,mm;T——轴上承载最大转矩,N· m;$[\tau]$——轴的许用扭应力,MPa;P——轴传递的额定功率,kW;n——轴的转速,r/min。

根据最低转速状态下的传动效率,动力传递到各轴的功率,计算各轴的承载最大转矩。根据选用轴的材料为 40Cr,查出轴的许用扭应力,即可计算出各轴的最小轴径。经计算Ⅰ轴轴径≥98 mm,Ⅲ轴轴径≥114 mmm,Ⅱ轴为中间轴不承载扭矩只传递转速所以可以不用计算。

2.3.2　传动齿轮中心距及参数

按接触强度初步确定中心距,并初选主要参数。

计算公式为:

$$a \geqslant 483(u+1)\left(\frac{KT_1}{\varphi_a \sigma_{HP}^2 u}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{3}$$

式中:a——两齿轮初算中心距,mm;u——齿数比/传动比;K——载荷系数(1.2 ~2.0),直齿轮取较大值;T_1——小齿轮传递的扭矩,N· m;φ_a——齿宽系数;σ_{HP}——许用接触应力,查手册计算为 1363 MPa。

根据设计的传动比及初定齿数,齿轮材料,查机械设计手册得各参数,代入计算得出初定中心距然后取标准值。Ⅰ、Ⅱ轴中心距为 296 mm,Ⅱ、Ⅲ轴中心距为 384 mm。

根据中心距及齿数确定直齿轮模数 $m = 8$。

2.3.3　齿轮强度校核

分别校核直齿轮齿面接触强度和齿根弯曲强度,以Ⅱ、Ⅲ轴一组啮合齿轮为例。齿轮参数见表 2。

(1)齿面接触强度校核:

首先计算接触应力。计算公式为:

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_{\varepsilon\beta}\left(\frac{F_t(u+1)K_A K_v K_{H\beta} K_{Ha}}{ubd_1}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{4}$$

万方数据

表 2 齿轮参数

模数 m	8	传动比	1.23
小齿轮齿数 Z_1/个	43	大齿轮齿数 Z_2/个	53
小齿轮齿宽 b_1/mm	100	大齿轮齿宽 b_2/mm	100
分度圆直径 d_1/mm	344	分度圆直径 d_2/mm	424

式中:σ_H——计算应力,MPa; Z_H——节点区域系数;Z_E——材料弹性系数,$(N/mm^2)^{1/2}$;$Z_{\varepsilon\beta}$——接触强度计算的重合度与螺旋角系数;F_t——分度圆上的圆周力,N; b——齿宽,mm;d_1——小齿轮分度圆直径,mm;u——齿数比/传动比;K_A——使用系数;K_V——动载系数;$K_{H\beta}$——齿向载荷分布系数;K_{Ha}——齿间载荷分配系数。

根据齿轮参数查设计手册得各参数值代入,计算出 $\sigma_H = 1187$ MPa。

许用接触应力 σ_{HP},见公式(3)为 1363 MPa。

$\sigma_H < \sigma_{HP}$,为安全。

分别计算两个齿轮的安全系数,计算公式为:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N Z_{LVR} Z_W Z_X}{\sigma_H} \tag{5}$$

式中:S_H——计算安全系数;σ_{Hlim}——齿面接触疲劳极限,MPa;Z_N——寿命系数;Z_{LVR}——润滑油膜影响系数;Z_W——工作硬化系数;Z_X——接触强度计算的尺寸系数;σ_H——计算应力,见公式(4)。

根据 2 个齿轮的参数分别查手册得各参数代入,计算出结果:$S_{H1} = 1.36$,$S_{H2} = 1.39$。

接触强度最小安全系数 S_{Hmin},按机械设计手册取值 1.1。

$S_H > S_{Hmin}$,为安全。

(2)齿根弯曲强度校核:

计算公式为:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_A K_V K_{F\beta} K_{Fa} Y_{FS} Y_{\varepsilon\beta}}{b m_n} \tag{6}$$

$$S_F = \frac{\sigma_{FE} Y_N Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X}{\sigma_F} \tag{7}$$

式中:σ_F——计算弯曲应力,MPa;F_t——分度圆上的圆周力,N;K_A——使用系数;K_V——动载系数;$K_{F\beta}$——弯曲强度计算的载荷分布系数;K_{Fa}——弯曲强度计算的载荷分配系数;Y_{FS}——复合齿形系数;$Y_{\varepsilon\beta}$——弯曲强度计算的重合度与螺旋角系数;S_F——计算安全系数;σ_{FE}——名义弯曲疲劳极限,MPa;Y_N——寿命系数;$Y_{\delta relT}$——相对齿根圆角敏感系数;Y_{RrelT}——相对齿根表面状况系数;Y_X——弯曲强度计算的尺寸系数。

根据 2 个齿轮的参数分别查手册得各参数代入,计算出结果:$S_{F1} = 1.68$,$S_{F2} = 1.69$。

弯曲强度最小安全系数 S_{Fmin},按机械设计手册取值 1.4。

$S_F > S_{Fmin}$,为安全。

3 卷扬机的结构设计及工作原理

3.1 卷扬机概述及工作原理

卷扬机用来提升和下降钻具和装备,处理孔内事故,卷筒需要一定的线速度,依照钻具的质量,确定钢丝绳所需的单绳提升力,最主要的是提高卷扬机的提升能力,以适应大口径施工要求。

设计的创新点为卷扬机横向安装在机架上面,新增一个单独外挂的传动箱与分动箱下端的输出轴相连。

卷扬机设有水刹车,水刹车通过对齿轮与卷扬机相连接,辅助抱闸对卷扬机进行制动。

卷扬机外形见图 5。

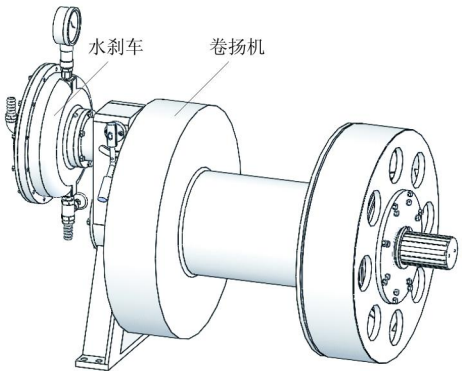


图 5 卷扬机外形图

3.2 卷扬机上抱闸操作手柄设计

卷扬机抱闸采用闸带与闸带皮对卷筒实施抱刹车,由偏心轮机构施加力量。由于卷扬机横放在机架上,传统的操作位置已经不适合工人操作,所以把抱闸的操作手柄下置,并利用一个连杆装置,将方向转化 90°。使操作手柄的位置刚好置于工人操作便利的区域,方便工人操作。参见图 6 及图 2。

3.3 卷扬机参数设计

3.3.1 卷扬机钢丝绳直径及卷筒直径设计

计算公式为:

$$S \geqslant KP_J \tag{8}$$

$$d = CS^{1/2} \tag{9}$$

万方数据

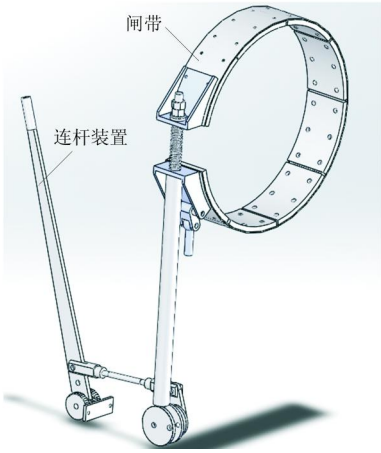


图 6　卷扬机抱闸装置图

$$D = (12.5 \sim 27.3)d \tag{10}$$

式中:S——钢丝绳的破断力,kg;K——安全系数,取值 4;P_J——卷扬机需要的最大起重力(即卷扬单绳最大提升力,110 kN),N;d——钢丝绳直径,mm;C——钢丝绳参数,0.085;D——卷筒直径,mm。

根据设计条件及文献[1]选定参数,可计算出钢丝绳直径为 25 mm(取整),卷筒直径范围为 313 ~485 mm。

3.3.2　卷扬绳速设计

这里提到的卷扬绳速实为卷筒第二层钢丝绳上的线速度。计算公式为:

$$v = \frac{\pi n[D + (4-1)d]}{60 \times 1000} \tag{11}$$

式中:v——卷扬绳速,m/s;n——卷扬轴转速,r/min;D——钢丝绳处卷筒直径,mm。

设计卷扬机轴齿轮齿数得合适的传动比,获得 0.67 ~6.37 m/s 的卷扬绳速,达到了设计要求。

4　现场试验情况

HMY－1500型新型大口径钻机于2016年4月24 日开始,在广东省云浮市新兴县进行实地打钻。开孔直径 250 mm,终孔直径 95 mm。在塔高 23 m 的情况下,卷扬机采取横向放置,更加方便地进行卷扬机的排绳,而且可以实现自动排绳操作,大大增加了操作效率,并且避免了排绳故障。抱闸手柄的连杆机构操作简单省力,方便,大大降低了打钻的劳动强度。钻机的个性参数均能满足钻进要求,在钻机施工过程中未出现故障,试钻取得成功。

5　结语

新型大口径立轴式深孔钻机,在分动箱到卷扬机这条动力传递线路上,进行了大胆的创新。将卷扬机的摆放设计为横向安装,有利于排绳和提升大吨位重物;分动箱到卷扬机中间采用外挂传动箱联接,在分动箱的结构上做出了上下两对弧齿,分别输出动力。此钻机将传统立轴式钻机结构紧凑,钻机可靠,性能稳定的优势应用到深孔大口径钻机上来,整机结构紧凑,扭矩、提拔给进、卷扬都符合使用要求,样机试验取得了成功。目前正积极进行市场推广。

参考文献:

[1]　武汉地质学院,等. 岩心钻探设备及设计原理[M]. 北京:地质出版社,1980.
[2]　鄢泰宁,等. 岩土钻掘工程学[M]. 湖北武汉:中国地质大学出版社,2009.
[3]　徐灏,等. 机械设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,1998.
[4]　许贤良,王传礼. 液压传动[M]. 北京:国防工业出版社,2006.
[5]　液压气动与密封标准选编[M]. 北京:机械工业出版社,1992.
[6]　杨付伟,鲁建军. GYD－20 型全液压动力头工程钻机的研制[J]. 探矿工程(岩土钻掘工程),2014,41(11):34－36.
[7]　戴圣海,彭儒金,邱华,等. XY－44AT 型塔机一体钻机的研制与应用[J]. 探矿工程(岩土钻掘工程),2015,42(4):37－39.

万方数据