

杠杆式液压卡盘的设计及应用

胡仲杰¹, 张利明², 邓小军²

(1. 西安探矿机械厂, 陕西 西安 710065; 2. 北京宏凌技术开发有限公司, 北京 100013)

摘要:在分析了杠杆式液压卡盘的结构原理的基础上,对其技术参数进行了详细的计算设计,并针对试机中存在的问题对其结构进行了改进和完善,使杠杆式液压卡盘达到了结构简单、工作可靠、拆卸方便的效果。

关键词:杠杆式液压卡盘;钻机;结构参数;设计

中图分类号:P634.3 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-7428(2007)11-0051-03

Design and Application of Lever Typed Hydraulic Chuck/HU Zhong-jie¹, ZHANG Li-ming², DENG Xiao-jun² (1. Xi'an Exploration Machinery Plant, Xi'an Shanxi 710065, China; 2. Beijing Hongling Technique Development Co. Ltd, Beijing 100013, China)

Abstract: On the basis of the analysis to the structural principle of lever typed hydraulic chuck, the technical parameters were carefully calculated, improvement was made on the testing chuck, which can make the lever typed hydraulic chuck have simple structure, reliable performance and convenient disassembly.

Key words: lever typed hydraulic chuck; drilling machine; structural parameter; design

卡盘作为钻机的一个重要部件,其功能是夹紧主动钻杆,向钻杆传递扭矩及轴向力,实现钻头的回转,同时在给进油缸的作用下,完成加、减压钻进。

杠杆式液压卡盘因其夹持力大、径向补偿能力强、寿命长等优点,已被应用到 HXY-1500、CD-2、CD-3 型等岩心钻机中,并取得预期效果,而且形式上也在不断地完善和创新,向结构简单、拆装方便、夹持可靠的实用化方向发展。对这类卡盘的设计,除要考虑其结构形式外,优化确定卡盘的技术参数也非常重要。

1 杠杆式液压卡盘的结构原理

杠杆式液压卡盘主要由上缸体、缸座、活塞、上下托盘、内外连轴、连板、卡瓦座、卡瓦、碟簧等零件组成,是碟簧夹紧、液压松开的常闭式结构,见图 1。高压油经上缸体的油口注入由上缸体、缸座和活塞构成的密闭容腔 A 中,活塞向上运动,经推力轴承推动下托盘、外连轴、上托盘,使碟簧受到压缩。外连轴上升同时通过连板带动内连轴及卡瓦在径向产生位移,使卡瓦松开钻杆。回油时,卡瓦在碟簧力的作用下自动复位,夹紧钻杆。

通过螺母可调节碟簧的压缩量,来改变卡盘的工作夹紧力,并可补偿卡瓦的磨损量,避免了卡瓦的频繁更换。

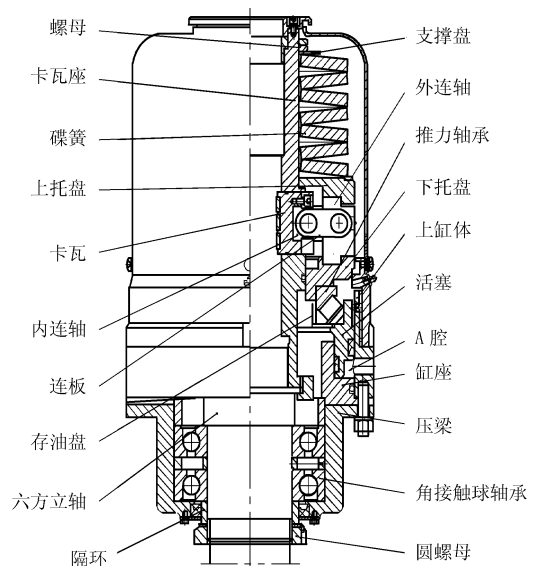


图 1 杠杆式液压卡盘的结构原理图

2 基本参数的确定

2.1 卡盘承载能力

卡盘承载能力一般根据钻机在正常钻进和强力提拔两种工况下的最大载荷来确定。

2.1.1 最大载荷 P_{max}

强力提拔工况下,卡盘的负荷:

$$P_q = aP_{amax} \quad (1)$$

式中: P_q ——强力提拔工况下的卡盘负荷; a ——安

收稿日期:2006-10-31; 改回日期:2007-10-30

作者简介:胡仲杰(1966-),男(汉族),陕西韩城人,西安探矿机械厂副总工程师,机械设计及制造专业,从事钻探机械的研发工作,陕西省西安市吉祥路66号。

全系数,取 $a = 1.25 \sim 1.6$; P_{amax} ——给进最大提拔力。

正常钻进工况下,卡盘既要承受给进力,又要承受扭矩产生的圆周力,卡盘负荷为一合力:

$$P_g = a \sqrt{P_y^2 + P_z^2} \quad (2)$$

式中: P_g ——正常钻进工况下的卡盘负荷; P_z ——作用于钻杆上的轴向力,一般取最大加(减)压给进力; P_y ——作用于钻杆上的圆周力, $P_y = 2M_n/d$; M_n ——回转器的工作扭矩,一般取回转器的最大输出扭矩; d ——钻杆直径。

将求得的2个载荷 P_q 、 P_g 进行比较,取其中较大者为最大工作载荷 P_{max} ,即:

$$P_{max} = \max\{P_q, P_g\} \quad (3)$$

2.1.2 等效夹紧力 Q

等效夹紧力是指卡盘承受最大载荷 P_{max} 所必需的夹紧力,为:

$$Q = P_{max}/f \quad (4)$$

式中: f ——卡瓦与钻杆间的摩擦系数,取 $f = 0.3 \sim 0.5$ 。

为保证卡盘工作可靠,在计算结果中,还应引入安全储备系数 n ,一般 $n = 1.2 \sim 1.8$,则:

$$Q_{ca} = nQ \quad (5)$$

2.2 夹持范围

卡盘的夹持力范围用卡瓦的径向移动量 Δr 表示,其数值根据所用钻杆规格及卡瓦的类型而定,一般 $\Delta r = 1 \sim 3$ mm。

3 卡盘结构参数的确定

3.1 水平分力夹角 α

由图2可以看出,水平分力夹角 α 越小,卡瓦夹紧力越大,但 α 角不能小于零,一般取 $\alpha = 12^\circ \sim 18^\circ$ 。

3.2 碟簧压紧力 F_1

α 角确定之后,根据计算夹紧力 Q_{ca} 可以求出所需的碟簧压紧力 F_1 ,从而选定碟簧的规格。杠杆受力分析见图2(a),以外连轴为质点进行分析。当卡瓦夹紧钻杆时,卡盘中各零件均处于受力平衡状态。

$$Q_{ca} = -F_2 \quad (6)$$

$$F_2 = F_1' \text{ctg}\alpha/n \quad (7)$$

$$\text{即: } F_1' = -Q_{ca}n \text{tg}\alpha \quad (8)$$

$$\text{又: } F_1' = -F_1 \quad (9)$$

于是式(8)也可写成:

$$F_1 = Q_{ca}n \text{tg}\alpha \quad (10)$$

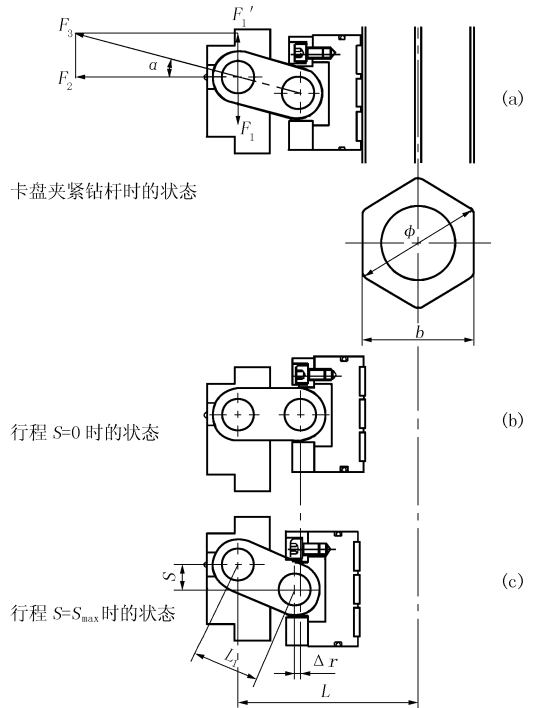


图2 卡盘结构参数示意图

式中: F_1 ——碟簧压紧力; F_1' —— F_1 的反作用力; F_2 —— F_1' 的水平分力; n ——卡瓦个数,一般取 $n = 2 \sim 3$ 。

碟簧压紧力 F_1 和夹角 α 确定之后,可根据钻杆规格,在满足强度要求的前提下,确定如图2(c)中所示的 L 、 L_1 等名义尺寸及各零件的基本尺寸,在这里就不再赘述。

3.3 活塞行程 S

确定了钻杆规格和卡瓦类型后,夹持范围即可确定,反应到杠杆式液压卡盘中则是活塞行程的确定。如图2(b)和(c)所示。

$$S \geq \sqrt{L^2 - (L - \Delta r)^2} \quad (11)$$

$$\text{即: } S \geq \sqrt{2L\Delta r - \Delta r^2} \quad (12)$$

根据所选碟簧工作压紧力 F_1 情况下的压缩量,通过计算和圆整,即可求出所需碟簧的片数,即:

$$X = S/\Delta h \quad (13)$$

式中: X ——碟簧片数; S ——行程; Δh ——单片碟簧压缩量。

卡盘垂直方向的高度也就可以确定了。

4 改进及提高

4.1 存在的问题

安装了杠杆式液压卡盘的样机在工地上进行了试钻,打浅孔都较为顺利,但打较深的孔时却暴露出了一些问题,尤其是压梁内的两盘角接触球轴承磨

损严重,致使卡盘打开困难,究其主要原因是卡盘的轴向力太大引起的。

当卡盘夹紧钻杆时,经过各件之间的尺寸链计算,推导出碟簧的压缩量,计算出碟簧向下的压紧力为 160 kN(卡盘在轴向上同时产生 160 kN 向上的反作用力),经过内、外连轴、连板,利用杠杆原理,推算出传递到每个卡瓦的水平夹持力为 220 kN。当卡盘打开时,碟簧被压缩所产生的向上的轴向力还会大于 160 kN,这个力通过支承盘、螺母传递到卡瓦座上,卡瓦座又带动六方立轴,使其受到向上的轴向力。轴向力最终通过六方立轴上的圆螺母和隔套的传导,加在了压梁中的两盘 7244CJ 角接触球轴承上,而 7244CJ 轴承的当量动负荷 $C_r = 145$ kN,当量静负荷 $C_{or} = 152$ kN,因此轴承始终处于过载状态,使其磨损较快,寿命较短。

另外,关键零件结构及加工精度上存在的某些问题也会使卡盘容易出现故障。如内、外连轴的形位公差很难保证,连板与内、外连轴相联处接触面积过大、容易卡死等都会使卡盘的故障率提高。

4.2 改进措施

为了解决上述问题,对杠杆式液压卡盘中个别零件进行了调整,在保证各执行机构原有性能的前提下,做了以下改进:

(1) 压梁内轴承选用公称接触角 $\alpha = 40^\circ$ 的 7224BJ 型单列角接触球轴承,其额定载荷按下式计算:

$$\text{径向额定静负荷 } C_{or} = 12.3IZD_w^2 \cos\alpha \quad (14)$$

式中: I ——轴承滚动体列数; Z ——单列轴承中滚动体数量; D_w ——球直径,mm; α ——公称接触角。

计算得: $C_{or} = 74.77$ kN。

$$\text{轴向额定静负荷 } C_{oa} = 49ZD_w^2 \sin\alpha \quad (15)$$

由计算可以看出,7224BJ 轴承,当 $\alpha = 40^\circ$ 时的 $C_{oa} = 249.773$ kN,与 7224CJ ($C_{oa} = 152$ kN) 相比已大为提高,能够承受大于 160 kN 的轴向力。

(2) 调整内、外连轴结构,在与连板接触的端面上加工凸台,使接触面积减小,使其不会卡死。

(3) 对关键零件的形位公差进行严格控制,提高装配精度。

(4) 碟簧在平面磨上见光,将外购件的误差降到最低。

(5) 对卡瓦进行精加工。

(6) 六方立轴和卡瓦座装好后用量表打径向跳动,要求跳动量 >0.10 mm。

5 结语

改进后的样机经组装调试,情况良好,压梁内轴承温升正常。随后又在内蒙古 208、243 地质队进行钻孔试验,取得预期效果,卡盘一直能够正常工作。通过对该液压卡盘的设计和改进,笔者认为,在保证工作性能的前提下,液压卡盘的结构应力求简单、可靠、拆卸方便,以利于在野外较为恶劣的环境下,设备能够正常发挥其应有的作用且维修方便。

参考文献:

- [1] 王成. 胶囊式液压卡盘的设计[J], 西部探矿工程, 2000, (3).
- [2] 冯德强. 钻机设计[M]. 武汉: 中国地质大学出版社, 1992.
- [3] 濮良贵. 机械设计[M]. 西安: 高等教育出版社, 1991.