

工程钻机圆锥滚子轴承的预紧装置

张培丰

(中国地质大学 北京 探矿工程研究所 北京 100083)

摘 要 分析了工程钻机在施工过程中轴承游动间隙对钻机的影响。提出了在钻机输出轴圆锥滚子轴承的外端,加装一套碟形弹簧预紧装置,有效地解决轴承的游动间隙。

关键词 工程钻机 圆锥滚子轴承 游动间隙 碟形弹簧 预紧装置

中图分类号 :TU69 **文献标识码** :A **文章编号** :1000-3746(2000)06-0040-03

Pre-tightening Device for Taper Roller Bearing of Construction Drill/ZHANG Pei-feng (Institute of Exploration Engineering, China University of Geo-sciences, Beijing 100083, China)

Abstract : The effect of the bearing travel clearance on the drill in the operations is analyzed. It is proposed that a disc spring pre-tightening device be fixed on the outer end of the taper roller bearing of the output shaft of the drill, which effectively eliminates the bearing travel clearance.

Key words : construction drill ; taper roller bearing travel clearance ; disc spring ; pre-tightening device

滚动轴承一般由内圈、滚动体、保持架和外圈组成。它具有摩擦系数小,机械效率高的特点。现代金刚石钻机,由于转速高,常采用滚动轴承来支承轴和轴上零件。但滚动轴承在生产和机械装配时均存在着游动间隙,特别是在工程钻机输出轴上,轴承游动间隙的存在会引起钻机输出轴的窜动,致使钻孔偏移,其危害性极大。

1 轴承游动间隙对工程钻机的影响

滚动轴承的游动间隙分为径向游隙和轴向游隙。它们分别表示一个套圈固定时,另一套圈沿径向和轴向,由一个极限位置到另一个极限位置的移动量。滚动轴承的游动间隙影响轴承的承载能力、传动效率和使用寿命。而对工程钻机产生直接影响的是径向游隙。按照使用要求,对于工程钻机输出轴来说,应当保证在整个工作过程中,滚动轴承不会出现游动间隙,特别是径向游隙。图 1 是滚动轴承径向游隙对工程钻机影响的示意图。

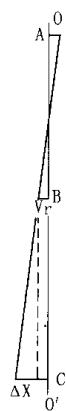


图 1 轴承径向游隙对工程钻机的影响

意图。

OO' 为工程钻机输出轴的理论中心线, A 点和 B 点分别为两套滚子轴承的轴承位, C 为薄壁金刚石钻头胎体环的中心。若单套滚子轴承的径向游隙为 V_r , 开孔时, 薄壁金刚石钻头胎体对其理论中心线的偏移量 X :

$$X = [(2L + 2H + S) / S] V_r \quad (\text{mm}) \quad (1)$$

式中: L ——薄壁金刚石钻头的长度, mm; H ——钻尾至滚动轴承 B 的长度, mm; S —— A 、 B 两轴承间的距离, mm。

工程钻机一个给进行程结束时, 滚动轴承所产生的变形量 ΔX :

$$\Delta X = X - V_r - \Delta R \quad (\text{mm}) \quad (2)$$

式中 ΔR ——钻孔半径的扩径量, mm。

以 PZ-76 型全方位工程钻机配 $\varnothing 76$ mm 薄壁金刚石钻头钻孔为例, $L = 320$ mm, $H = 150$ mm, $S = 100$ mm, $V_r = 0.03$ mm, $\Delta R = 0.25$ mm, 分别代入 (1) 式和 (2) 式得:

$$X = 0.312 \text{ mm}$$

$$\Delta X = 0.032 \text{ mm}$$

也就是当钻孔深度 320 mm 时, 钻孔偏移 0.312 mm, 而滚动轴承的变形量最大可达 0.032 mm, 轴承所承受的径向力可达数十千牛, 其后果是 (1) 增

加了薄壁金刚石钻头胎体与孔壁之间的摩擦力以及电机的输出功率,严重时会发生卡钻或烧坏电机;(2)在钻头胎体的唇面增加了一个很大的径向力,造成钻头胎体的不正常磨损或胎体掉块(3)由于开孔时钻孔偏移,工程钻机减速箱内 2 个齿轮轴的不平行度增大,齿轮面啮合性差,齿面受力不均,引起钻机振动、发热和噪声,造成齿轮的非正常磨损和断齿(4)当一个给进行程结束时,轴承承受一个很大的径向力,产生较大的变形,造成滚动轴承过热和过度磨损,甚至造成轴承套圈压裂或轴承卡死。

工程钻机输出轴的支承,常是向心球轴承和推力轴承配合使用。其径向游隙一般由配合消除。但这种由配合调整游隙方式的缺点:一是配合松紧度不好掌握;二是不能随着输出轴工况变化而自动调整游隙。所以,在工程钻机输出轴上,应尽量避免采用这种结构形式。

圆锥滚子轴承游动间隙的消除,通常采用轴承压盖将轴承外圈定位预紧的方式。由于工程钻机钻孔方向的多变性及其密封问题,其减速箱内均采用润滑脂润滑,润滑和散热性差,受热膨胀后,轴承会因此承受较大的热膨胀力而过度磨损,并且轴承的游动间隙需要经常调整。如果增加一个碟形弹簧预紧装置,就可以自动消除轴承的游动间隙。

2 碟形弹簧预紧装置的结构

为了有效地解决工程钻机输出轴滚动轴承游动间隙对工程钻机的影响,我们经过多种方案的探讨,提出了采用碟形弹簧预紧装置这一结构形式,并首先在 YZ-400 型多功能液压钻机上进行试验。其特点是结构简单,预紧力稳定,滚动轴承的游动间隙能够自动消除,避免工程钻机组装和维修时的人工调整,工程钻机输出轴没有轴向串动。图 2 为碟形弹簧预紧装置的结构示意图。

输出轴通过一对圆锥滚子轴承支承在变速箱体上,一对圆锥滚子轴承的内圈由输出轴的轴肩定位,轴承 I 的外圈由轴承端盖定位,轴承端盖内有油封,轴承 II 的外圈设置一套碟形弹簧,并通过中间的垫圈施加给轴承 II,通过输出轴传递到轴承 I 以一定量的预紧力定位。由于输出轴在钻孔时受到一个向上的反作用力,为了保证在钻孔过程中轴承的预紧力不会减小,碟形弹簧的预紧力的方向与输出轴所受轴向力的方向一致。垫圈的作用是防止轴承 II 的保持架与碟形弹簧相摩擦。碟形弹簧装在导向筒内,导向筒内槽有油封。由于碟形弹簧预紧力的作

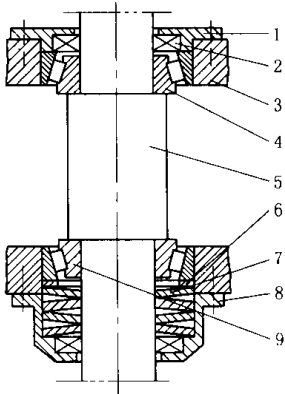


图 2 碟形弹簧预紧装置

1—轴承端盖 2—油封 3—箱体 4—圆锥滚子轴承 I 5—输出轴 6—垫圈 7—碟形弹簧 8—弹簧导向筒 9—圆锥滚子轴承 II

用,轴承 I 和轴承 II 的内外圈及滚动体之间存在着一一定的压紧力,轴承的游动间隙消除。

当工程钻机输出轴受热膨胀时,其轴肩和轴承 II 的外圈通过垫圈将热膨胀力传递到碟形弹簧上,碟形弹簧被压缩,其压缩量等于输出轴的轴向膨胀量,圆锥滚子轴承不会出现较大的压缩变形或被卡死的现象。当输出轴冷却收缩时,以及圆锥滚子轴承磨损后,轴承的内外圈间将会出现游动间隙,碟形弹簧的压缩力减小,碟形弹簧伸开,推动轴承 II 的外圈,使轴承 II 的内外圈及滚动体压紧,并通过输出轴的轴肩推动轴承 I 的内圈,使轴承 I 的内外圈及滚动体压紧,从而消除轴承的游动间隙。由于输出轴的热膨胀量以及轴承的磨损量较小,碟形弹簧变形的变化量很小,因此,可以认为碟形弹簧的预紧力保持不变。

3 预紧力的确定

图 3 为碟形弹簧预紧原理的工作图。

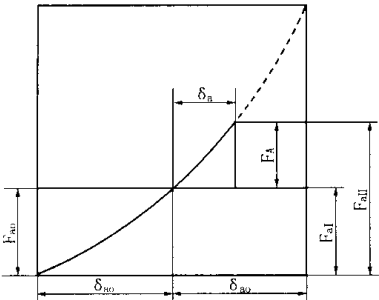


图 3 碟形弹簧的预紧原理图

F_{ao} 为碟形弹簧的预紧力, δ_{ao} 为在 F_{ao} 的作用下

圆锥滚子轴承所产生的变形量。当工程钻机输出轴受到钻进压力的反作用力 F_A 作用时, 轴承 I 也受到 F_A 的作用, 轴承 I 的轴向变形量增加 δ_a , 其总变形量为 $\delta_{ao} + \delta_a$ 。轴承 II 不受 F_A 的作用。输出轴的两轴肩间距一定, 轴承 I 轴向变形量增加, 轴承 II 的预紧变形量就会减小或者出现游动间隙, 碟形弹簧展开, 推动轴承 II 的外圈, 使轴承 II 的内外圈及滚动体压紧。由于轴承 I 的变形量 δ_a 很小, 轴承 II 向上的移动量很小, 可以认为碟形弹簧的预紧力 F_{ao} 保持不变。轴承 II 的轴向变形量 δ_{ao} 保持不变, 轴承 II 不会出现卸荷状态。

在碟形弹簧预紧装置中, 关键参数是预紧力的大小。碟形弹簧预紧力的大小主要取决于圆锥滚子轴承的额定负荷、工程钻机输出轴的轴向载荷(钻压)、输出轴的转速以及变速箱的温升等几个方面的因素。预紧力过小, 达不到预紧的目的; 预紧力过大, 又会使轴承的接触应力和摩擦阻力增大, 从而导致轴承的过热和过度磨损, 降低轴承的使用寿命。可根据轴承的轴向变形量, 作出轴承的负荷—变形曲线, 再由轴向负荷的大小来确定预紧力。轴承的轴向变形量的计算公式为:

$$\delta_a = (0.0006 F_A^{2/3}) / (Z^{0.9} \cdot L^{0.9} \cdot (\sin \alpha)^{1.9}) \quad (3)$$

式中: δ_a ——轴承的轴向变形量, mm; F_A ——轴承所受的轴向力, kN; Z ——轴承中滚动体的个数; L ——滚子的有效长度, mm; α ——滚动轴承的接触角。

以 YZ-400 型多功能液压钻机为例, 圆锥滚子轴承的型号为 7208E, 其轴向额定动负荷 59.63

kN, 滚动体的个数 23, 滚子的有效长度 11 mm, 接触角 $14^\circ 02' 10''$ 。代入(3)式, 圆锥滚子轴承在额定动负荷作用下的轴向变形量为 9.287×10^{-4} mm。若取圆锥滚子轴承在正常钻进时轴向变形量为额定动负荷变形量的 40%~50%, 即 $\delta_a = 3.70 \times 10^{-4} \sim 4.64 \times 10^{-4}$ mm, 则轴承所受到的轴向力 $F_A = 14.99 \sim 21.07$ kN。若正常钻进时的钻压为 10 kN, 则碟形弹簧的预紧力 F_{ao} 在 4.99~11.07 kN 之间, 圆锥滚子轴承的预紧变形量 δ_{ao} 为 $1.78 \times 10^{-4} \sim 3.02 \times 10^{-4}$ mm。

为保证碟形弹簧的预紧力不随轴的温升、轴承磨损及钻机给进力的变化而变化, 一般采用碟形弹簧为偶数组成, 对合装配。在工程钻机的输出轴上的碟形弹簧预紧装置, 推荐采用 4 片或 6 片碟形弹簧。预紧时, 碟形弹簧组的总变形量在 1~3 mm 之间, 既能保证在轴承磨损、轴的温升以及钻机给进时, 碟形弹簧的预紧力保持不变, 又能保证碟形弹簧在变应力作用下不会过早地改变性能和使用寿命。

4 结语

工程钻机输出轴上轴承的游动间隙对钻机的使用性能影响很大, 碟形弹簧预紧装置可以自动而有效地消除圆锥滚子轴承的游动间隙, 结构简单, 预紧力稳定, 使用和维修方便。这一结构已获国家专利(专利号 ZL99210907.8)。

参考文献:

- [1] 徐灏. 机械设计手册(第 4 册)[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991.