100 kN 液压卷扬机的设计

孙 霞

(天津探矿机械总厂,天津 300200)

摘 要:介绍了 100 kN 液压卷扬机的结构、总体设计及工作情况。其中对液压卷扬机传动系统的设计做了分析和理论推导,为开发同类产品提供了设计数据。

关键词:液压卷扬机;卷筒;传动比

中图分类号:P634.3+5 **文献标识码**:A **文章编号**:1000-3746(2000)03-0050-02

Design of 100 kN Hydraulic Winder/*SUN Xia* (Tianjin Exploration Machinery Factory, Tianjin 300200, China)

Abstract: Structure, overall design and working condition of the 100 kN hydraulic winder is introduced in this paper. The design of power transmission system of hydraulic winder is theoretically analyzed, which supplies design data for developing the same kind of product.

Key words: hydraulic winder; drum hoisting; drive ratio

卷扬机是钻探施工中升降钻具、套管及处理孔内事故的主要设备之一。液压卷扬机结构紧凑,传动平稳,调整范围大,操纵简单,易于安装。它即可与钻机配套,又可独立使用。是一个很值得开发的产品,为此我们进行了 100 kN 液压卷扬机的设计工作。

1 液压卷扬机主要技术参数及结构

1.1 主要技术参数

单绳负荷 $F = 100$ kN,单绳速度 $V = 1.2$ m/s。

1.2 结构(见图 1)

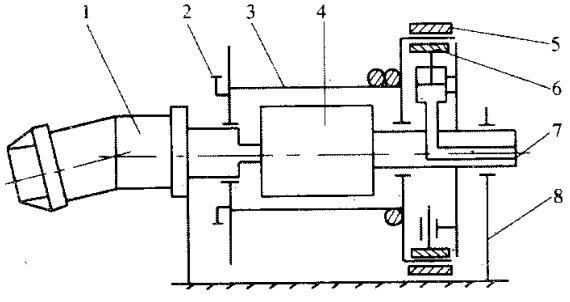

图 1 液压卷扬机结构示意图

1—液压马达;2—水刹车齿轮;3—卷筒;4—传动装置;5—抱闸装置;6—涨闸装置;7—液压操纵;8—支架

2 液压卷扬机的总体方案设计

100 kN 液压卷扬机负载较大,这就要求卷扬机的工作运行及制动必须安全可靠,而且传动系统结构要紧凑,操纵要方便,这就给设计工作带来一定的难度。

2.1 结构设计

设计卷扬机首先要确定卷筒直径,因为它直接影响卷扬机的结构及转速。如果卷筒直径大,会使卷扬机的涨、抱闸系统的直径增大,其产生的力矩大大增加 还使卷扬机的转速下降,达不到设计要求。经计算与结构分析,我们确定钢丝绳直径 $d = 34$ mm,卷筒直径 $D_z = (12.5 \sim 27.3)\,d = 655$ mm,卷筒的计算直径 $D_{计} = 757$ mm。然后进行抱闸计算及涨闸计算即确定了卷筒的外形结构。

2.2 传动设计

卷筒直径确定后,可以进行卷扬机的转速计算。由技术参数所知,卷扬机在全载时的线速度 $V = 1.2$ m/s,因此得到卷扬机在全载时的输出转速 $n_{卷} = 30$ r/min。这样初估卷扬机的总功率:

$$N = FV/(102\eta)$$
$$= 10000 \times 1.2/(102 \times 0.8)$$
$$= 147 \text{ kW}$$

式中:η ——卷扬机初估总效率,取 0.8。

选择 A7V250F 型斜轴式轴向柱塞变量马达为卷扬机动力液压马达。

该马达技术参数为:排量 $q = 250$ mL/r;最高转速 $n = 1400$ r/min;最大压力 $P = 35$ MPa;最大功率 $N = 204$ kW。

因此卷扬机传动系统的最大传动比:$i = n_{输入}/$

收稿日期:2000-01-21

作者简介:孙霞(1963-),女(汉族),天津人,天津探矿机械总厂工程师,勘探机械专业,从事勘探机械设计工作,(022)88242436。

万方数据

$n_{输出} = 1400/30 = 46.7$。

要完成这样大的传动比，采用了 2 级行星齿轮传动(见图 2)。行星齿轮传动体积小，能够满足卷扬机的结构要求，同时行星齿轮传动效率高，承载能力大，工作平稳，用 2 级行星齿轮传动增大了传动比。由图 2 可求出传动系统的实际传动比 i_{15}。

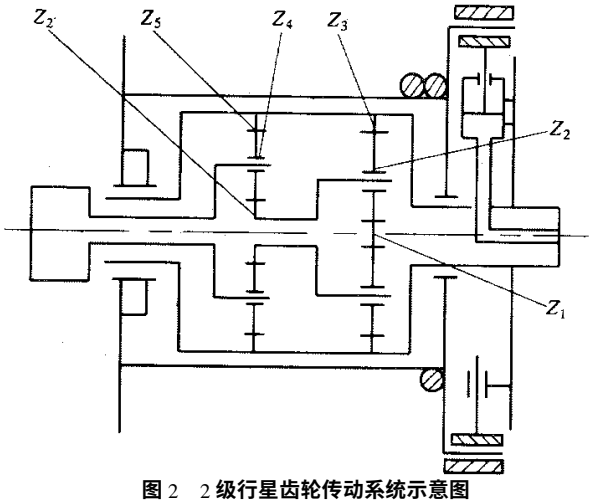

图 2　2 级行星齿轮传动系统示意图

$$i_{13}^{H} = (\omega_1 - \omega_H)/(\omega_3 - \omega_H) = -Z_3/Z_1$$

式中：i_{13}^{H}——由 Z_1 到 Z_3 的传动比；ω_H ——第一级行星架角速度。

$$i_{2'5}^{H} = (\omega_{2'} - \omega_h)/(\omega_5 - \omega_h) = -Z_5/Z_{2'}$$

式中：$i_{2'5}^{H}$——由 $Z_{2'}$ 到 Z_5 的传动比；ω_h ——第二级行星架角速度。

因为　$\omega_H = 0$

所以　$\omega_{2'} = -(Z_5/Z_2)\omega_5$

又因为　$\omega_3 = \omega_5$

所以　$(\omega_1 - \omega_H)/(\omega_3 - \omega_H)$

$= (\omega_1 - \omega_H)/(\omega_5 - \omega_H) = -Z_3/Z_1$

故　$(\omega_1 - \omega_H)/(\omega_5 - \omega_H) = -Z_3/Z_1$

这样得到　$\omega_1 Z_1 + \omega_5 Z_3 = -\omega_H(Z_1 + Z_3)$

又因为　$\omega_H = \omega_{2'}$，则将 $\omega_{2'} = -(Z_5/Z_{2'})\omega_5$ 代入式中得：

$$\omega_1/\omega_5 = -(Z_1 Z_5 + Z_3 Z_5 + Z_{2'} Z_3)/(Z_1 Z_{2'})$$

经计算 $i_{15} = 37.86$，这就是卷扬机的总传动比，它满足了卷扬机转速要求。

2.3　液压系统的计算

首先计算液压卷扬机在全载情况下马达的实际转速，即：$n_{马} = i_{15} n_{卷} = 37.86 \times 30 = 1136$ r/min

由此得到马达的排量：

$$Q = q_c n_{马} \times 10^{-3}/\eta_V$$

$$= 250 \times 1136 \times 10^{-3}/0.94$$

$$= 302 \text{ L/min}$$

式中：η_V ——液压马达的容积效率，取 0.94。

液压系统的压力：$P = 60N/Q = 60 \times 147/302 = 29.28$ MPa

取液压卷扬机的系统压力为 30 MPa，这样液压马达的实际输出扭矩：

$$M = 1.59\ Pq\eta_m \times 10^{-1}$$

$$= 1.59 \times 300 \times 250 \times 0.94 \times 0.1$$

$$= 1121 \text{ N·m}$$

式中：η_m ——液压马达的机械效率，取 0.94。

马达扭矩传递卷筒所产生的力：

$$F = 2Mi_{15}\eta_{卷} \cdot 1000/D_{计}$$

$$= 2 \times 1121 \times 37.86 \times 0.90 \times 1000/757$$

$$= 100917 \text{ N} = 100.917 \text{ kN}$$

式中：$\eta_{卷}$——液压卷扬机的机械效率，取 0.90。

满足了设计要求。

而马达的实际功率：$N = PQ/(60\eta_V\eta_m) = 30 \times 302/(60 \times 0.94 \times 0.94) = 171$ kW

液压系统的设计满足了卷扬机的工作要求。

3　液压卷扬机的几种工况

液压卷扬机主要有 3 种工况(见图 3)。

3.1　提升钻具

当涨闸涨紧卷筒，游星轮不能公转，在中心轮的带动下，游星轮做自转，带动内齿圈使卷筒旋转，实现提升钻具(见图 3a)。

3.2　下降钻具

当涨闸与抱闸都松开，卷筒处在自由状态，在钻具的自重作用下使卷筒旋转，实现下降钻具(见图 3b)。

3.3　制动钻具

当抱闸刹住卷筒，卷筒与内齿圈同时被刹住不转，此时游星轮既做自转又做公转，实现制动钻具(见图 3c)。

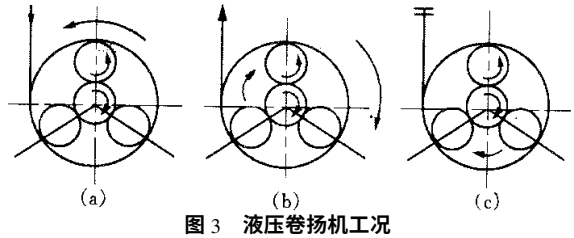

图 3　液压卷扬机工况

(a)提升钻具状态；(b)下降钻具状态；(c)制动钻具状态

液压卷扬机可根据工作状况做无级调速，另外还可做到微动升降，这在实际工作中有着特殊意义。

万方数据