

# 浙江大学



## 设计与制造Ⅲ大作业

螺旋起重器设计说明书

题    目：	螺旋起重器设计
授课教师：	顾大强
姓    名：	刘侃
学    号：	3220103259
日    期：	2024.10.10

# 1 概述

## 1.1 工作原理与设计参数

螺旋千斤顶通过往复扳动手柄，旋转杆带动螺母，使举重螺杆旋转，从而使升降托杯获得起升或下降，达到起重拉力的功能。千斤顶利用螺旋传动，将螺杆的回转运动变为直线运动，同时传递运动和动力。螺旋传动具有传动比大、能实现自锁、结构紧凑、精度高等优点。

设计参数	数值 [单位]
最大起升重量 $Q$	20 [kN]
最大起升距离 $h$	120 [mm]

千斤顶的选材与设计需要满足使用功能要求、经济性要求、寿命与可靠性要求等。

## 1.2 方案设计（简图）

### 1.2.1 方案1：立式螺旋千斤顶

如图，手柄可以滑动来调整力臂长度，转动手柄使螺杆上升，从而顶起重物。

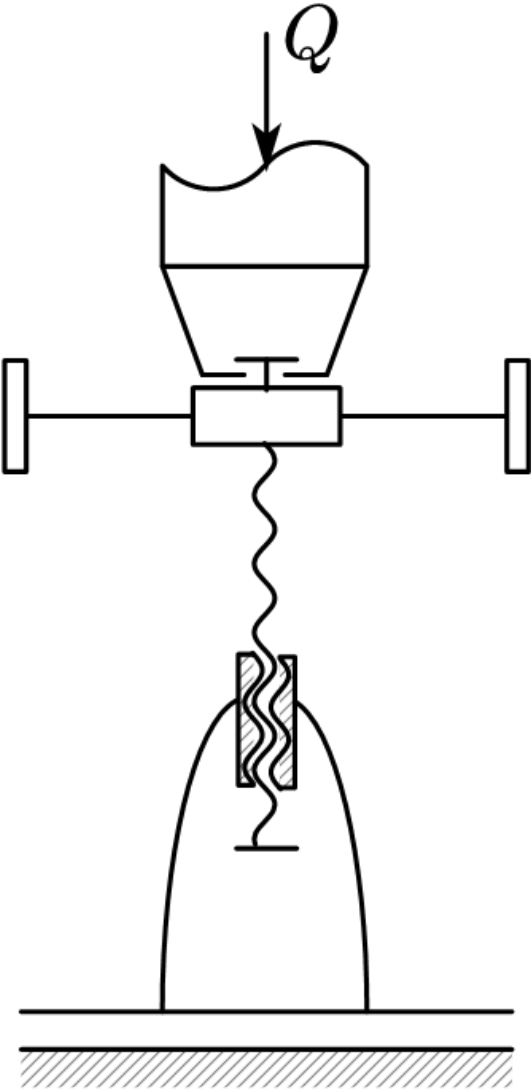


图1 立式螺旋千斤顶简图

### 1.2.2 方案2：剪式螺旋千斤顶

如图，螺杆两侧旋向相反，转动手柄可使两侧螺母朝相反方向移动，顶起或放下重物。

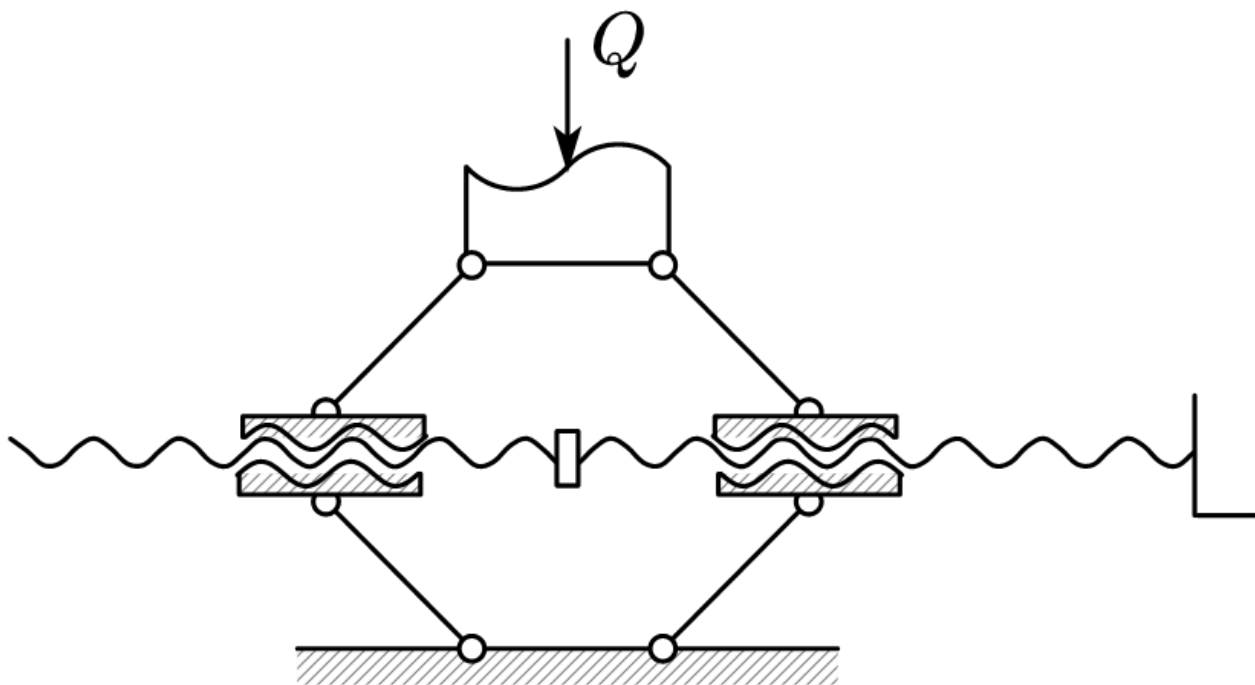


图2 剪式螺旋千斤顶简图

下面以方案1为例，进行设计计算。

## 2 螺杆的设计与计算

### 2.1 螺杆螺纹类型的选择

根据螺杆与螺母的运动关系，千斤顶中螺母固定，螺杆转动并移动，其用途属于传力螺旋。由设计要求选择单线螺纹（GB5796-86），螺纹常用右旋螺纹，滑动螺旋传动常用梯形和锯齿形螺纹。梯形螺纹内外螺纹以锥面贴紧不易松动，牙根强度高，对中性好，因此选择梯形螺纹展开计算，其牙形剖面呈等腰梯形，牙形角 $\alpha = 30^\circ$ 。

### 2.2 螺杆材料的选择

螺杆材料常用Q235、Q275、45、50号钢等，对于重要传动要求耐磨性高时，可以采用T12、65Mn、40Cr、18CrMnTi等合金钢。考虑到千斤顶转速较低，单个作用面受力不大，且综合经济因素，选用常用的45号钢。查询国家标准《优质碳素结构钢》（GB/T699-2015），45号钢的抗拉刚度为 $\sigma_b = 600MPa$ ， $\sigma_s = 355MPa$ ，弹性模量 $E = 2.06 \times 10^5 MPa$ 。

### 2.3 确定螺纹直径

耐磨性计算需要限制螺纹工作表面的压强 $p$ 不超过螺旋传动副的许用压强 $[p]$ ，即

$$p = \frac{Q}{\pi d_2 h Z} = \frac{QP}{\pi d_2 h H} \leq [p]$$

其中 $Q$ 为轴向载荷， $d_2$ 为螺纹中径， $H$ 为螺母高度， $P$ 为螺距， $h$ 为螺纹接触高度。则有

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \varphi \psi [p]}}$$

其中 $\psi = \frac{H}{d_2}$ ，代表螺母高度与螺纹中径的比值； $\varphi = \frac{h}{P}$ ，代表螺纹接触高度与螺距的比值。对于梯形螺纹， $\varphi = 0.5$ ，由于螺母为整体螺母，一般取 $\psi = 1.2 \sim 2.5$ ，此处取中间值 $\psi = 1.8$ 。

此处螺旋传动副的螺杆—螺母材料选择钢对青铜，考虑螺旋千斤顶的工作条件为低速、人力传动，许用压强  $[p] = 18 \sim 25MPa$ ，此处取中间值  $[p] = 20MPa$ 。根据 1.1 中的载荷要求，载荷力为  $Q = 20kN$ ，代入计算得

$$d_2 \geq 18.81mm$$

根据国家标准《梯形螺纹 第 2 部分：直径与螺距系列》(GB/T 5796.2-2022)，优先选用第一系列，公称直径取  $d = 28mm$ 。根据《梯形螺纹 第 3 部分：基本尺寸》(GB/T 5796.3-2022)，螺纹中径为  $d_2 = 25.500mm$ ，螺距为  $P = 5mm$ ，计算得螺母高度为  $H = \psi d_2 = 45.9mm$ 。考虑到螺纹间载荷实际分布不均匀，螺母螺纹圈数  $Z$  不应超过 10，否则需要更换材料或增大直径，验算得  $Z = \frac{H}{P} = 9.18 < 10$ ，满足要求。

此时表面工作压力

$$p = \frac{Q}{\pi d_2 \varphi H} = 10.88MPa < [p] = 20MPa$$

满足要求。单线螺纹导程  $S = P = 5mm$ ，亦可以计算出螺纹牙根部宽度  $b = 0.65P = 3.25mm$  和螺纹升角  $\lambda = \arctan \frac{S}{\pi d_2} = 3.571^\circ$ 。

此时有

公称直径 [mm]	螺距 [mm]	内/外螺纹中径 $d_2 = D_2$ [mm]	内螺纹大径 $D_4$ [mm]	外螺纹小径 $d_3$ [mm]	内螺纹小径 $D_1$ [mm]	螺纹牙根部 宽度 $b$ [mm]	螺纹升 角 $\lambda$	牙形 角 $\alpha$
28	5	25.500	28.500	22.500	23.000	3.25	3.571°	30°

## 2.4 自锁验算

钢对青铜的摩擦系数  $\mu = 0.08 \sim 0.10$ ，取小值  $\mu = 0.08$ ，梯形螺纹的牙形角  $\alpha = 30^\circ$ 。

$$\begin{aligned}\varphi_v &= \arctan \frac{\mu}{\cos \beta} = \arctan \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = 4.735^\circ \\ \lambda &= 3.571^\circ < \varphi_v\end{aligned}$$

故螺旋副满足自锁条件。

## 2.5 螺杆结构设计

螺杆上端用于支承托杯10并在其中插装手柄7，因此需要加大直径。暂取  $D_S = 2d = 56mm$ ，膨大部分长度取  $l_s = 1.5d = 42mm$ 。

手柄孔径  $d_k$  的大小根据手柄直径  $d_p$  决定， $d_k \approx d_p + (0.5 \sim 1)mm$ ，取  $d_k = 22.5mm$ 。

为了便于切制螺纹，螺纹上端应设有退刀槽。退刀槽的直径  $d_c$  应比螺杆小径  $D_1$  约小  $0.2 \sim 0.5mm$ 。退刀槽的宽度可取为  $l_c = 1.5P \approx 8mm$ ，退刀槽直径  $d_c = 22mm$ 。

为了便于螺杆旋入螺母，螺杆下端应有倒角，在设计中倒角统一取  $c2$ 。

考虑千斤顶最大升程、退刀槽宽度、真实螺母高度（在 3.2 中计算），螺杆等效长度

$$l_B = h + l_c + H' = 178mm$$

## 2.6 螺杆强度校核

受力较大的螺杆需要用第四强度理论进行强度计算，螺杆工作时承受轴向压力  $Q$  和扭矩  $T$  的作用，螺杆危险截面上既有压缩应力，又有切应力。螺杆受到的扭矩

$$T = \frac{Qd_2 \tan(\psi + \varphi_v)}{2} = 29.21N \cdot m$$

螺杆材料为45号钢，安全系数为  $3 \sim 5$ ，取最大值5，许用应力  $[\sigma] = \sigma_s/5 = 71MPa$ ，

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{Q}{A}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{W_T}\right)^2}$$

其中，对于圆柱体螺杆  $A = \frac{\pi d_3^2}{4}$ ,  $W_T = \frac{\pi d_3^3}{16} = A \frac{d_3}{4}$ 。螺杆的内螺纹小径  $d_3 = 22.500mm$ ，代入计算得到  $\sigma = 55.15MPa < [\sigma] = 71MPa$ ，故该螺杆满足强度要求。

## 2.7 稳定性校核

对于长径比大的受压螺杆，当轴向负载  $Q$  大于某一临界值时，螺杆就会突然发生侧曲而丧失其稳定性，存在临界载荷  $Q_c$ ，螺杆的稳定性条件

$$\frac{Q_c}{Q} \geq S_s$$

其中  $S_s$  为保证螺杆不失稳的最小安全系数，对于传力螺旋传动  $S_s = 3.5 \sim 5.0$ ，取最大值  $S_s = 5$ 。根据材料力学，失稳时的临界载荷  $Q$  与螺杆的柔度  $\lambda_s = \frac{\mu l}{i}$  的值有关，式中  $l$  为螺杆承受压力的一段长度， $i$  为螺杆危险截面的惯性半径，若危险截面可近似看做是直径为  $d_3$ （螺纹小径）的圆，则  $i = \frac{d_3}{4}$ ，单位均为  $mm$ ， $\mu$  为螺杆的长度系数，对于螺旋千斤顶可视为一端固定一端自由，取  $\mu = 2$ 。

$$\lambda_s = \frac{\mu l_B}{i} = 63.29 > 40$$

需要进行稳定性校核。当  $40 < \lambda_s < 100$  时，对于优质碳素钢，取

$$Q_c = (461 - 2.568\lambda_s) \frac{\pi d_3^2}{4} = 118.67kN$$

$$\frac{Q_c}{Q} = 5.934 > S_s = 5$$

故该螺杆满足稳定性条件。

## 2.8 挡圈设计

为了防止工作时螺杆从螺母中脱出，在螺杆下端必须安置钢制挡圈（GB/T 891-1986），挡圈用十字槽沉头螺钉（GB/T 819.1-2016）固定在螺杆端部。

由 GB891-86 查得，对于公称直径  $d = 28mm$  的螺钉紧固轴端挡圈应选用的挡圈公称直径为  $D = 35mm$ ， $H = 5mm$ ， $L = 10mm$ ，小径  $d = 6.6mm$ ， $d_1 = 3.2mm$ ， $D_1 = 13mm$ ， $c = 1mm$ ，螺钉  $M6 \times 16$ 。

## 3 螺母设计与计算

### 3.1 螺母材料选取与结构设计

螺母的材料除了足够的强度，还需要与螺杆材料配合时摩擦系数小并耐磨。为适应重载低速传动，这里选用铸造铝青铜 ZQA19-4-4-2，查询得许用切应力  $[\tau] = 30 \sim 40MPa$ ，许用弯曲应力  $[\sigma_b] = 40 \sim 60MPa$ 。

### 3.2 确定螺纹旋合圈数与螺母高度

螺母高度  $H = \psi d_2 = 45.9mm$ ，螺纹工作圈数

$$u = \frac{H}{P} = 9.18$$

考虑退刀槽的影响面设计螺母圈数（取整数）

$$u' = u + 1 = 10.18 \approx 10$$

此时螺母的实际高度

$$H' = u'P = 50mm$$

### 3.3 螺母螺牙强度校核

螺牙多发生剪切和挤压破坏，一般螺母的强度低于螺杆，故只需要校核螺母螺牙强度。

螺牙危险截面的剪切强度条件

$$\tau = \frac{Q}{\pi D_4 b u'} \leq [\tau]$$

螺牙危险界面弯曲强度条件

$$\sigma = \frac{6Ql}{\pi D_4 b^2 u'} \leq [\sigma_b]$$

其中b为螺牙根部的厚度，对于梯形螺纹， $b = 0.65P = 3.25mm$ ， $l$ 为弯曲力臂， $l = \frac{D-D_2}{2} = 1.5mm$ ，内螺纹大径 $D_4 = 28.5mm$ 。对于青铜材料，许用切应力 $[\tau] = 30 \sim 40MPa$ ，许用弯曲应力 $[\sigma_b] = 40 \sim 60MPa$ ，这里取小值， $[\tau] = 30MPa$ ， $[\sigma_b] = 40MPa$ 。代入数据计算

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{Q}{\pi D_4 b u'} = 6.87MPa \leq [\tau] \\ \sigma &= \frac{6Ql}{\pi D_4 b^2 u'} = 19.03MPa \leq [\sigma_b]\end{aligned}$$

故螺母螺牙满足强度要求。

### 3.4 螺母外部尺寸设计与校核

取螺母外径 $D_N = 50mm \approx 1.8d$ ，螺母凸缘直径 $D_{N1} = 65mm = 1.3D_N$ ，螺母凸缘厚度 $a = 22mm = 0.4H'$ 。

#### 3.4.1 拉扭组合校核

螺母凸缘处受拉、扭组合作用，需要进行强度校核，由于数据信息少，扭转力矩大小难以精确计算，估算拉力约为 $F = 35kN \cdot m \approx 1.3Q$ ，

$$\sigma' = \frac{F}{0.25\pi(D_{N1}^2 - d^2)} < [\sigma]$$

取许用拉应力 $[\sigma] = 40MPa$ ，计算得到 $\sigma' = 19.29MPa < [\sigma] = 40MPa$ ，满足强度要求。

#### 3.4.2 凸缘与底座挤压校核

凸缘与底座接触部分存在挤压，需要进行挤压强度计算，

$$\sigma_p = \frac{Q}{0.25\pi(D_{N1}^2 - D_N^2)} < [\sigma_p]$$

取许用挤压应力 $[\sigma_p] = 75MPa$ ，计算得到 $\sigma'_p = 19.19MPa < [\sigma_p] = 75MPa$ ，故可以认为满足挤压强度要求。

#### 3.4.3 凸缘根部强度计算

凸缘根部需要进行弯曲强度计算，

$$\sigma_b = \frac{Q(D_{N1} - D_N)}{\pi D_N a^2} < [\sigma_b]$$

代入计算 $\sigma'_b = 3.95MPa < [\sigma_b]$ ，满足弯曲强度要求。

根据 GB/T 77-2007，这里使用内六角平端紧定螺钉 M12。

## 4 托杯设计与计算

### 4.1 托杯材料选择与结构设计

托杯用于承托重物，可以用 Q235 钢模锻制成，材料为 Q235。其结构尺寸见图。为了与重物接触良好并防止相对滑动，在杯托上表面制有切口的沟纹。为了防止杯托从螺杆端部脱落，在螺杆上端装有挡板。

### 4.2 托杯尺寸设计与强度校核

当螺杆转动时，杯托和重物不作相对转动。因此在起重时，杯托底部与螺杆和接触面有相对滑动。为了避免过快磨损，一方面需要润滑，另一方面还需要验算接触面间的压力强度。

$$p = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D_S'^2 - D_S''^2)} \leq [p]$$

其中， $[p]$  为许用压强，应为杯托与螺杆材料许用压强的较小值，查表知 Q235 的许用压强较小，取  $[p] = [p]_{\text{杯}} = 225 \text{ MPa}$ 。

取杯托外径  $D_S = 58 \text{ mm}$ ，杯托直径  $D_S' = D_S - (2 \sim 4)$ ，取  $D_S' = 54 \text{ mm}$ ，直径  $D_S'' = d + (1 \sim 2)$ ，取  $D_S'' = 30 \text{ mm}$ ，代入公式

$$p = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D_S'^2 - D_S''^2)} = 12.63 \text{ MPa} \leq [p] = 225 \text{ MPa}$$

满足强度要求。

杯托外口径  $D_3 = 70 \approx 2.5d \text{ mm}$ 。杯托厚度取  $\delta = 8 \text{ mm}$ ，杯底厚度为  $\delta_b \approx 1.5\delta = 10 \text{ mm}$ ，沟纹宽度为  $1.5\delta = 12 \text{ mm}$ ，沟纹深度为  $\delta_d = \delta/2 = 6 \text{ mm}$ ，杯托高度为  $h_c \approx 2d = 60 \text{ mm}$ ，为保证杯托可以转动，螺杆顶部的垫片和杯托底部留有间隙，间隙值为  $3 \sim 4 \text{ mm}$ ，因承受力不大，故取值为  $3 \text{ mm}$ 。

## 5 手柄设计与计算

### 5.1 手柄材料选择与结构设计

手柄的材料选择为常用的 45 号钢。其许用应力常取为  $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$ 。将手柄插入螺杆上部的孔中，为防止手柄从孔中滑出，在手柄两端应加上手把，并用螺钉固定。

### 5.2 确定手柄长度

手柄上的工作转矩包括螺纹副摩擦力矩与接触面摩擦力矩

$$T = F_H L_H = T_1 + T_2$$

螺旋副间的摩擦阻力矩

$$T_1 = Q \tan(\psi + \rho_v) \frac{d_2}{2}$$

杯托与轴端支承面的摩擦力矩

$$T_2 = Q \cdot \frac{1}{3} f_c \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2}$$

取  $D_0 = D_S' = 54 \text{ mm}$ ,  $d_0 = D_S'' = 30 \text{ mm}$ ，人手的最大操作力  $F_H = 300 \text{ N}$ ，给出  $f_c = 0.12$ ，代入可求得  $T_1 = 29.21 \text{ N}$ ， $T_2 = 51.77 \text{ N}$  手柄的有效长度

$$L_H = 269.9 \text{ mm}$$

取手柄长度为  $L_H = 271mm$ ，该距离为螺杆中心到人手施力点的距离，考虑螺杆头部尺寸和人工握手距离，适当增加手柄实际长度。

$$L'_H = L_H + \frac{D_S}{2} + 50mm = 350mm$$

### 5.3 确定手柄直径

Q235 的许用应力  $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$ ，可将手柄看作一个悬臂梁，按照弯曲强度确定手柄直径，

$$\sigma_b = \frac{F_H L_H}{W} = \frac{F_H L_H}{\frac{\pi}{32} d_k^3} \leq [\sigma_b]$$

计算得到

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{32 F_H L_H}{\pi [\sigma_b]}} = 17.28mm$$

可适当取大，取  $d_p = 22mm$ 。

## 6 底座设计

底座材料常用铸铁HT150及HT200，选用HT150。铸件的壁厚取  $\delta = 10mm$ ，为防止裂纹和缩孔，对所有小于  $120^\circ$  的角取圆角R2。为了增加底座的稳定性，底部尺寸应大些，因此将其外形制成约1:5的斜度。

底座高度考虑螺母高度，推程和一定的距离裕度，取  $H = 180mm$ ，底座与螺母相套处直径为

$$D_{B1} = D_N = 50mm$$

按照斜度计算底座斜段下方直径：

$$D_{B2} = D_{B1} + \frac{1}{5}(H - H_2) = 102mm$$

应按照挤压强度计算底座最大尺寸  $D_{B3}$ ，其中灰铸铁和混凝土的许用挤压应力  $[\sigma_p] = 4.5MPa$

$$\sigma_p = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D_{B3}^2 - D_{B2}^2)} \geq [\sigma_p]$$
$$D_{B3} \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma_p]}} + D_{B2} = 126.7mm$$

适当取大，取底座最大尺寸  $d_{B3} = 150mm$ 。

## 7 装配图绘制

见附页。

## 8 参考资料

1. 陈秀宁, 顾大强. 机械设计[M]. 第3版. 杭州: 浙江大学出版社, 2018.
2. 刘鸿文, 材料力学I[M]. 第6版. 北京: 高等教育出版社, 2017: 316.

部分资料来源网络和机械设计有关国家标准。



