

# 设计与制造 III

## 螺旋起重器设计说明书



姓名: 徐屹寒

时间: 2025-11-25

# 目录

|                        |    |
|------------------------|----|
| 螺旋起重器（千斤顶）简介 .....     | 3  |
| 螺旋起重器结构与功能 .....       | 3  |
| 设计题目 .....             | 3  |
| 结构设计与计算 .....          | 3  |
| 4.1. 螺杆设计 .....        | 3  |
| 4.1.1. 材料选择 .....      | 3  |
| 4.1.2. 耐磨性计算 .....     | 4  |
| 4.1.3. 螺杆强度校核 .....    | 4  |
| 4.1.4. 螺旋副自锁性能校核 ..... | 5  |
| 4.1.5. 螺杆稳定性校核 .....   | 6  |
| 4.2. 螺母设计 .....        | 7  |
| 4.2.1. 螺母的高度 .....     | 7  |
| 4.2.2. 螺纹牙强度计算 .....   | 7  |
| 4.2.3. 螺母的尺寸结构 .....   | 8  |
| 4.3. 托杯的设计 .....       | 9  |
| 4.4. 手柄的设计 .....       | 9  |
| 4.4.1. 手柄长度 .....      | 9  |
| 4.4.2. 手柄结构 .....      | 10 |
| 4.5. 底座的设计 .....       | 10 |
| 4.5.1. 底座结构设计 .....    | 10 |
| 4.5.2. 底座强度校核 .....    | 11 |
| 设计结果汇总 .....           | 11 |
| 5.1. 主要设计参数 .....      | 11 |
| 5.2. 校核结果汇总 .....      | 11 |
| 结论 .....               | 12 |
| 参考文献 .....             | 12 |

## 螺旋起重器（千斤顶）简介

螺旋起重器是一种简单的起重装置，用手推动手柄即可升起重物。它一般由底座、螺杆、螺母、托杯、手柄或扳手等零件组成。

## 螺旋起重器结构与功能

托杯在千斤顶承受重载时由它直接托住重物。螺母与螺杆组成螺旋副，同时螺母又与底座固定联接，当转动手柄时，托杯会随着螺杆而上下移动从而将重物托起，紧定螺钉主要是为了提高联接可靠性。

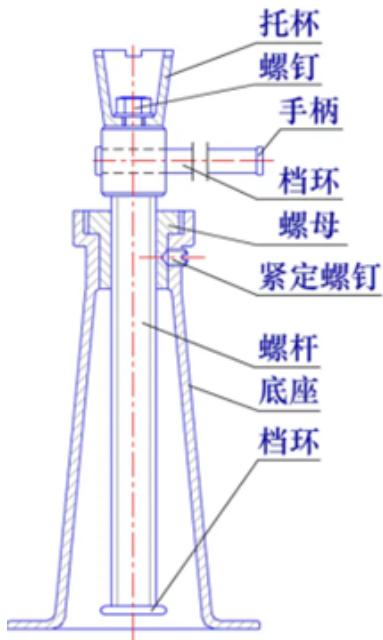


Figure 1: 螺旋起重器结构示意图

## 设计题目

设计起重量  $Q = 20000\text{N}$ ，最大起重高度  $L = 150 \text{ mm}$  的螺旋起重器。

## 结构设计与计算

### 4.1. 螺杆设计

#### 4.1.1. 材料选择

螺杆采用 45 调质钢，查询相关文献得到：

- 抗拉强度  $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$
- 屈服强度  $\sigma_s = 355 \text{ MPa}$

由于重载低速，螺母材料选用 无锡青铜 ZCuAl9Mn2。

#### 4.1.2. 耐磨性计算

根据材料选择, 查阅参考文献可知对于低速人力驱动, 滑动螺旋副材料的许用压力  $[p] = 18 \sim 25 \text{ MPa}$ 。又由相关文献查得人力驱动时  $[p]$  的值可增大 20%, 即  $[p] = 21.6 \sim 30 \text{ MPa}$ , 取  $[p] = 25 \text{ MPa}$ 。

对于梯形螺纹,  $h = 0.5P$ , 所以  $\phi = 0.5$ 。查阅参考文献可得螺纹中径  $d_2$  公式:

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

查阅文献可知对于整体式螺母系数  $\psi = 1.2 \sim 2.5$ , 取  $\psi = 2$ 。代入设计数据轴向载荷  $Q = 20000\text{N}$  可得:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{20000}{\pi \times 0.5 \times 2 \times 25}} = 15.96 \text{ mm}$$

查阅相关文献表格 GB5796.3-86, 选取螺纹规格如下:

| 参数    | 符号    | 数值    |
|-------|-------|-------|
| 公称直径  | $d$   | 32 mm |
| 螺距    | $P$   | 6 mm  |
| 中径    | $d_2$ | 29 mm |
| 外螺纹小径 | $d_3$ | 25 mm |
| 内螺纹大径 | $D_4$ | 33 mm |
| 内螺纹小径 | $D_1$ | 26 mm |

#### 4.1.3. 螺杆强度校核

螺旋起重器螺杆受轴向力和扭转力矩  $T$  的作用, 这里的扭转力矩是螺纹副的摩擦转矩  $T_1$ 。由于螺杆危险截面上既有拉应力又有切应力, 因此根据第四强度理论得出危险截面的强度条件为:

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left[\frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2}\right]^2 + 3\left[\frac{T}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3}\right]^2} \leq [\sigma]$$

其中:

- $Q$  —— 轴向载荷, N
- $d_3$  —— 螺纹小径, mm
- $T$  —— 螺纹副摩擦力矩, N · mm,  $T = Q \tan(\varphi + \rho') \frac{d_2}{2}$
- $\varphi$  —— 螺纹螺旋升角
- $[\sigma]$  —— 螺杆材料的许用应力, MPa

计算螺旋升角:

$$\varphi = \arctan \frac{nP}{\pi d_2} = \arctan \frac{1 \times 6}{\pi \times 29} = 3.767^\circ$$

计算当量摩擦角：

查阅参考文献得知钢对青铜的当量摩擦系数为  $0.08 \sim 0.10$ , 取  $f = 0.09$ , 螺纹副当量摩擦角：

$$\rho' = \arctan f = \arctan 0.09 = 5.143^\circ$$

计算扭矩：

$$T = Q \tan(\varphi + \rho') \frac{d_2}{2} = 20000 \times \tan(3.767^\circ + 5.143^\circ) \times \frac{29}{2} = 45463 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

计算当量应力：

压应力：

$$\sigma = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_3^2} = \frac{20000}{\frac{\pi}{4} \times 25^2} = 40.74 \text{ MPa}$$

切应力：

$$\tau = \frac{T}{\frac{\pi}{16} d_3^3} = \frac{45463}{\frac{\pi}{16} \times 25^3} = 14.82 \text{ MPa}$$

当量应力：

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{40.74^2 + 3 \times 14.82^2} = 48.15 \text{ MPa}$$

许用应力：

查阅参考文献知本设计中所用的螺杆材料许用应力：

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{3 \sim 5}$$

已知  $\sigma_s = 355 \text{ MPa}$ , 则  $[\sigma] = 71 \sim 118 \text{ MPa}$ , 取  $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$ 。

强度校核结论——

由于  $\sigma_c = 48.15 \text{ MPa} < [\sigma] = 100 \text{ MPa}$ , 满足强度要求。

#### 4.1.4. 螺旋副自锁性能校核

由螺杆强度校核中所得数据可得：

$$\varphi = 3.767^\circ < \rho' = 5.143^\circ$$

自锁校核结论——

由于  $\varphi < \rho'$ , 满足自锁条件。

#### 4.1.5. 螺杆稳定性校核

螺杆稳定性的条件为：

$$S_{sc} = \frac{Q_c}{Q} \geq S_s$$

其中：

- $S_{sc}$  —— 螺杆稳定性的计算安全系数
- $S_s$  —— 螺杆稳定性安全系数，对于起重螺杆， $S_s = 2.5 \sim 4.0$
- $Q_c$  —— 螺杆的临界载荷，N

螺杆的柔度：

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{4\mu l}{d_3}$$

其中：

- $\mu$  —— 长度系数，对千斤顶，可看做一端固定、一端自由，取  $\mu = 2$
- $d_3$  —— 螺纹小径，mm
- $l$  —— 螺杆的最大工作长度，取螺母中部到另一端支点的距离

$$l = 150 + \frac{H}{2} + h_1 + l_{余}$$

查阅相关文献可知， $l_{余} = 4$  mm。假设手柄直径  $d_k = 20$  mm，由尺寸经验公式  $h = (1.8 \sim 2)d_k = 36 \sim 40$  mm，取  $h_1 = 38$  mm。

由  $H = \psi \cdot d_2 = 2 \times 29 = 58$  mm。

则：

$$l = 150 + 29 + 38 + 4 = 221 \text{ mm}$$

代入数据可得柔度：

$$\lambda = \frac{4 \times 2 \times 221}{25} = 70.72$$

临界载荷计算：

对于 45 号调质钢，临界柔度  $\lambda_p \approx 85 \sim 90$ 。当  $\lambda = 70.72 < \lambda_p$  时，属于中柔度杆，发生弹塑性失稳，应采用直线公式（Tetmajer-Jasinski 公式）计算临界载荷：

$$Q_c = A(a - b\lambda) = \frac{\pi d_3^2}{4} (335 - 0.62\lambda)$$

其中  $a = 335$  MPa， $b = 0.62$  MPa 为 45 钢的材料常数。

代入数据得：

$$Q_c = \frac{\pi \times 25^2}{4} \times (335 - 0.62 \times 70.72) = 490.87 \times 291.15 = 142920 \text{ N}$$

计算安全系数：

$$S_{sc} = \frac{Q_c}{Q} = \frac{142920}{20000} = 7.15 \geq S_s = 2.5 \sim 4.0$$

稳定性校核结论

由于  $S_{sc} = 7.15 \geq S_s$ , 满足稳定性要求。

## 4.2. 螺母设计

### 4.2.1. 螺母的高度

由耐磨性计算所得数据知  $H = \psi \cdot d_2 = 2 \times 29 = 58 \text{ mm}$ 。

由于旋合各圈螺纹牙受力不均匀, 一般应使  $z \leq 10 \sim 12$ 。由  $z = H/P$  知,  $z = 58/6 = 9.67$ , 取  $z = 10$ 。

所以实际高度  $H = z \times P = 10 \times 6 = 60 \text{ mm}$ 。

### 4.2.2. 螺纹牙强度计算

查阅资料可知螺母材料强度低于螺杆材料, 所以螺纹牙的剪切和破坏大多发生在螺母上, 故可只校核螺母螺纹牙强度。

螺母螺纹牙根部剪切强度条件:

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

其中:

- $Q$  —— 轴向载荷, N
- $D_4$  —— 螺母螺纹大径, mm
- $z$  —— 螺纹旋合圈数
- $b$  —— 螺纹牙根部厚度, 查阅资料后知  $b = 0.65P = 0.65 \times 6 = 3.9 \text{ mm}$

代入数值计算得:

$$\tau = \frac{20000}{10 \times \pi \times 33 \times 3.9} = 4.945 \text{ MPa}$$

查阅参考文献知螺母材料许用剪切应力  $[\tau] = 30 \sim 40 \text{ MPa}$ , 显然有  $\tau \leq [\tau]$ 。

螺纹牙根部弯曲强度条件:

$$\sigma_b = \frac{3Qb'}{z\pi D_4 b^2} \leq [\sigma_b]$$

其中  $b'$  为弯曲力臂:

$$b' = \frac{D_4 - d_3}{2} = \frac{33 - 25}{2} = 4 \text{ mm}$$

代入数值计算得到：

$$\sigma_b = \frac{3 \times 20000 \times 4}{10\pi \times 33 \times 3.9^2} = 15.22 \text{ MPa}$$

查阅参考文献知螺母材料许用弯曲应力  $[\sigma_b] = 40 \sim 60 \text{ MPa}$ 。

#### 螺纹牙强度结论

由于  $\tau = 4.945 \text{ MPa} \leq [\tau]$ ,  $\sigma_b = 15.22 \text{ MPa} \leq [\sigma_b]$ , 满足螺纹牙强度条件。

#### 4.2.3. 螺母的尺寸结构

已知  $D_4 = 33 \text{ mm}$ , 根据经验公式：

- 一般取  $D = (1.6 \sim 1.8)D_4$
- $D_3 = (1.3 \sim 1.4)D$
- $a = H/3$

计算得：

| 参数   | 符号    | 数值    |
|------|-------|-------|
| 螺母外径 | $D$   | 56 mm |
| 法兰直径 | $D_3$ | 78 mm |
| 法兰厚度 | $a$   | 20 mm |

退刀槽尺寸为  $2 \times 2 \text{ mm}$ , 倒角尺寸为  $2 \times 2 \text{ mm}$ 。

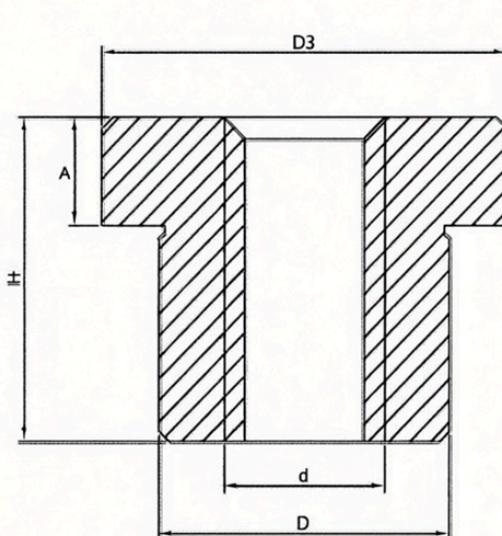


Figure 2: 螺母尺寸结构示意图

### 4.3. 托杯的设计

为满足托杯与螺杆之间能够相对回转的设计要求，和降低托杯和材料之间相对滑动的趋势要求，本设计采用 **HT200** 作为托杯材料。

由结构尺寸经验公式可得其各部分尺寸关系如下：

| 参数         | 计算公式                | 数值    |
|------------|---------------------|-------|
| $D_T$      | $(2.0 \sim 2.5)d$   | 64 mm |
| $D$        | $(1.6 \sim 1.8)d$   | 52 mm |
| $D_1$      | $(0.6 \sim 0.8)d$   | 25 mm |
| $\delta_1$ | —                   | 10 mm |
| $h$        | $(1.8 \sim 2.0)d$   | 58 mm |
| $h_2$      | $(0.6 \sim 0.8)D_1$ | 15 mm |
| $a = t$    | —                   | 8 mm  |

### 4.4. 手柄的设计

#### 4.4.1. 手柄长度

作用于手柄的力矩  $T$  与螺旋副摩擦力矩  $T_1$  和托杯与螺杆支撑面之间的摩擦力矩  $T_2$  平衡，即：

$$T = F \cdot L_k = T_1 + T_2$$

$$F \cdot L_{k'} = \frac{d_2}{2} Q \tan(\lambda + \rho_v) + \frac{1}{3} f Q \left( \frac{D^3 - D_1^3}{D^2 - D_1^2} \right)$$

其中：

- $F$  —— 加在手柄上的力，取  $F = 150 \sim 250\text{N}$ ，取  $250\text{N}$
- $L_k$  —— 手柄有效长度，指螺杆中心至人手施力点的距离
- $\lambda, \rho_v$  —— 分别为螺旋升角和当量摩擦角
- $f$  —— 托杯与螺杆支撑面间的摩擦系数

由前期计算数据知： $\lambda = 3.767^\circ$ ,  $\rho_v = 5.143^\circ$ ,  $d_2 = 29 \text{ mm}$ ,  $D = 52 \text{ mm}$ ,  $D_1 = 25 \text{ mm}$ 。

查阅参考文献知，托杯和螺杆材料间的摩擦系数  $f = 0.12 \sim 0.15$ ，取  $0.12$ 。

代入数据得：

$$T_1 = \frac{29}{2} \times 20000 \times \tan(3.767^\circ + 5.143^\circ) = 45463.09\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$T_2 = \frac{1}{3} \times 0.12 \times 20000 \times \frac{52^3 - 25^3}{52^2 - 25^2} = 48093.51\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$T = T_1 + T_2 = 45463.09 + 48093.51 = 93556.6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

手柄长度：

$$L_{k'} = \frac{T_1 + T_2}{F} = \frac{93556.6}{250} = 374.2 \text{ mm}$$

取  $L_k = 380 \text{ mm}$ 。

#### 4.4.2. 手柄结构

设计采用 **Q255** 碳钢 作为手柄材料，由参考文献得知所选材料屈服点  $\sigma_s = 245 \text{ MPa}$ 。

查阅参考文献得知许用应力：

$$[\sigma_b] = \frac{\sigma_s}{1.5 \sim 2} = 122.5 \sim 163.3 \text{ MPa}$$

由弯曲强度条件：

$$\sigma = \frac{F \cdot L_{k'}}{0.1 d_k^3} \leq [\sigma_b]$$

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{FL_{k'}}{0.1[\sigma_b]}} = \sqrt[3]{\frac{250 \times 380}{0.1 \times 150}} = 18.50 \text{ mm}$$

取手柄直径  $d_k = 20 \text{ mm}$ 。

### 4.5. 底座的设计

#### 4.5.1. 底座结构设计

本设计采用 **HT200** 作为底座的材料。设螺杆下落至底面后，留 30 mm 高度，斜度为 1 : 10，厚度取 10 mm。

由尺寸设计经验公式：

$$D_4 = 1.4D_5$$

$$S = (1.5 \sim 2)\delta$$

由结构确定：

$$D_5 = [0.5 \times 78 + 190 \times 0.1 + 10] \times 2 = 136 \text{ mm}$$

$$D_4 = 1.4D_5 = 1.4 \times 136 = 190.4 \text{ mm}$$

$$S = 2\delta = 20 \text{ mm}$$

#### 4.5.2. 底座强度校核

查阅参考文献知，所选材料最小抗拉强度  $\sigma_b = 220 \text{ MPa}$ ，许用挤压应力  $[\sigma_p] = (0.4 \sim 0.5)\sigma_b = (88 \sim 110) \text{ MPa}$ 。

计算其底面挤压应力：

$$\sigma_p = \frac{F_Q}{\frac{\pi}{4}(D_4^2 - D_5^2)} = \frac{20000}{\frac{\pi}{4} \times (190.4^2 - 136^2)} = 1.434 \text{ MPa}$$

显然  $\sigma_p < [\sigma_p]$ ，满足强度要求。

计算其上表面的挤压应力：

$$\sigma_{b1} = \frac{F_Q}{A} = \frac{F_Q}{\frac{\pi}{4}(D_3^2 - D^2)} = \frac{4 \times 20000}{\pi(78^2 - 56^2)} = 8.64 \text{ MPa}$$

底座强度结论

由于  $\sigma_p = 1.434 \text{ MPa} < [\sigma_p]$ ， $\sigma_{b1} = 8.64 \text{ MPa} < [\sigma_p]$ ，满足底座强度要求。

### 设计结果汇总

#### 5.1. 主要设计参数

| 参数             | 数值            | 参数            | 数值            |
|----------------|---------------|---------------|---------------|
| 最大起重量 $Q$      | 20 kN         | 最大升举高度 $L$    | 150 mm        |
| 螺杆公称直径 $d$     | 32 mm         | 螺距 $P$        | 6 mm          |
| 螺纹中径 $d_2$     | 29 mm         | 螺纹小径 $d_3$    | 25 mm         |
| 螺母高度 $H$       | 60 mm         | 螺纹工作圈数 $z$    | 10            |
| 手柄长度 $L_k$     | 380 mm        | 手柄直径 $d_k$    | 20 mm         |
| 螺纹升角 $\varphi$ | $3.767^\circ$ | 当量摩擦角 $\rho'$ | $5.143^\circ$ |

#### 5.2. 校核结果汇总

| 校核项目  | 计算值                            | 许用值                           | 结论 |
|-------|--------------------------------|-------------------------------|----|
| 自锁条件  | $\varphi = 3.767^\circ$        | $\rho' = 5.143^\circ$         | 满足 |
| 螺杆强度  | $\sigma_c = 48.15 \text{ MPa}$ | $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$  | 满足 |
| 稳定性   | $S_{sc} = 7.15$                | $S_s = 2.5 \sim 4.0$          | 满足 |
| 螺纹牙剪切 | $\tau = 4.945 \text{ MPa}$     | $[\tau] = 30 \text{ MPa}$     | 满足 |
| 螺纹牙弯曲 | $\sigma_b = 15.22 \text{ MPa}$ | $[\sigma_b] = 40 \text{ MPa}$ | 满足 |
| 底座强度  | $\sigma_p = 1.434 \text{ MPa}$ | $[\sigma_p] = 88 \text{ MPa}$ | 满足 |

## 结论

本设计完成了最大起重量  $Q = 20000\text{N}$ 、最大起重高度  $L = 150 \text{ mm}$  的螺旋起重器设计。经过计算校核，各项指标均满足设计要求：

1. 自锁性能良好：螺纹升角  $\varphi = 3.767^\circ$  小于当量摩擦角  $\rho' = 5.143^\circ$ ，确保起重器能够可靠自锁。
2. 强度满足要求：螺杆当量应力  $\sigma_c = 48.15 \text{ MPa}$  远小于许用应力  $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$ ，安全裕度充足。
3. 稳定性满足要求：计算安全系数  $S_{sc} = 7.15$  大于最小安全系数  $S_s = 2.5 \sim 4.0$ 。
4. 螺纹牙强度满足要求：剪切应力和弯曲应力均在许用范围内。
5. 底座强度满足要求：底面及上表面挤压应力均远小于许用值。

## 参考文献

1. 陈秀宁, 顾大强. 机械设计[M]. 第二版. 杭州: 浙江大学出版社, 2024.3
2. 濮良贵, 陈国定, 吴立言. 机械设计[M]. 第九版. 北京: 高等教育出版社, 2013.5
3. 闻邦椿. 机械设计手册[M]. 第五版. 北京: 机械工业出版社, 2010.1