

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。

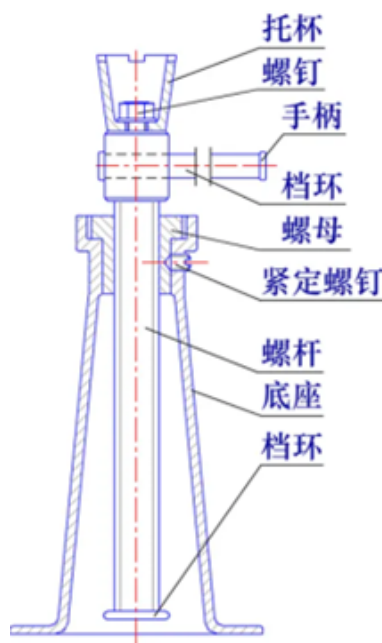


Figure 1: 螺旋起重器结构示意图

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, $\text{N} \cdot \text{mm}$, $T = Q \tan(\varphi + \rho') \frac{d_2}{2}$
- φ —— 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：

- μ —— 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

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

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

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

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 $a = 335 \text{ MPa}$ ， $b = 0.62 \text{ MPa}$ 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 $2 \times 2 \text{ mm}$ 。

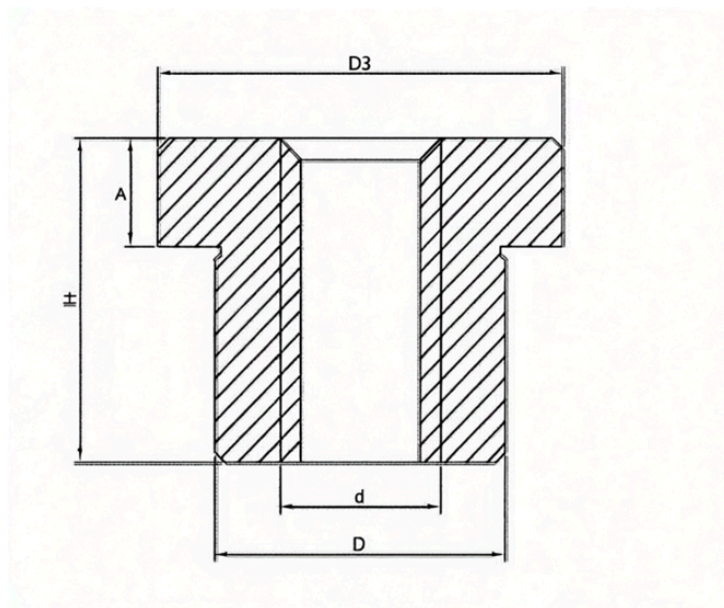


Figure 2: 螺母尺寸结构示意图

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
δ_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 250N
- L_k —— 手柄有效长度，指螺杆中心至人手施力点的距离
- λ, ρ_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:

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

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

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:

$$D_4 = 1.4 D_5$$

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

由结构确定:

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

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

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

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 φ	3.767°	当量摩擦角 ρ'	5.143°

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