

第四讲 螺旋传动

例题:

题目: 设计起重量 $F_Q = 30000N$, 最大起重高度 $H = 180mm$ 的螺旋起重器 (千斤顶)。

解:

1. 选择螺杆、螺母的材料

螺杆采用 45 钢调质, 由参考文献查得抗拉强度 $\sigma_b = 600MPa$, $\sigma_s = 355MPa$ 。螺母

材料用铝青铜 ZCuA110Fe3(考虑速度低)

2. 耐磨性计算

螺杆选用 45 钢, 螺母选用铸造铝青铜 ZCuA110Fe3, 由参考文献查得 $[p] = 18 \sim 25MPa$, 人力驱动时 $[p]$ 值可加大 20%, 则 $[p] = 21.6 \sim 30MPa$, 取 $[p] = 25MPa$ 。按耐磨性条件设计螺母系数 $\psi = 1.2 \sim 1.5$, 取 $\psi = 2$ 。则

$$d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{F_Q}{\psi[p]}} = 0.8 \sqrt{\frac{30000}{2 \times 25}} mm = 19.6mm$$

式中: F_Q —— 轴向载荷, N;

d_2 —— 螺纹中径, mm;

$[p]$ —— 许用强度, MPa。

$$\psi = \frac{H}{d}$$

由参考文献得, 取公称直径 $d = 28mm$, 螺距 $P = 3mm$, 中径 $d_2 = 26.5mm$, 小径 $d_3 = 24.5mm$, 内螺纹大径 $D_4 = 28.5mm$ 。

说明: 此处如果取公称直径 $d = 24mm$, 螺距 $P = 3mm$, 中径 $d_2 = 22.5mm$, 小径 $d_3 = 20.5mm$, 内螺纹大径 $D_4 = 24.5mm$, 螺杆强度校核不满足要求。

3. 螺杆强度校核

螺杆危险截面的强度条件为:

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{4F_Q}{\pi d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16T_1}{\pi d_3^3}\right)^2} \leq [\sigma]$$

式中: F_Q —— 轴向载荷, N;

d_3 ——螺纹小径，mm；

T_1 ——螺纹副摩擦力矩， $T_1 = F_Q \tan(\psi + \rho') \frac{d_2}{2}$ ， ψ 为螺旋升角，

$$\psi = \arctan \frac{np}{\pi d_2} = \arctan \frac{1 \times 3}{\pi \times 26.5} = 2.0637^\circ;$$

$[\sigma]$ ——螺杆材料的许用应力，MPa。

由参考文献得钢对青铜的当量摩擦系数 $f' = 0.08 \sim 0.10$ ，取 $f' = 0.09$ ，螺纹副当量摩擦角 $\rho' = \arctan f' = \arctan 0.09 = 5.1427^\circ$ 。把已知的值代入 T_1 的计算公式中，则得

$$T_1 = 30000 \times \frac{26.5}{2} \tan(2.0637^\circ + 5.1427^\circ) = 50261 N \cdot mm$$

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{4 \times 30000}{\pi \times 24.5^2}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \times 50261}{\pi \times 24.5^3}\right)^2} = 70.4 MPa$$

由参考文献得螺杆材料的许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{3 \sim 5}$ ， $\sigma_s = 355 MPa$ ， $[\sigma] = 71 \sim 118 MPa$ ，

取 $[\sigma] = 95 MPa$ 。

显然， $\sigma_e < [\sigma]$ ，螺杆满足强度条件。

4. 螺母螺纹牙的强度校核

螺母螺纹牙根部的剪切强度条件为

$$\tau = \frac{F_Q}{Z \pi D_4 b} \leq [\tau]$$

式中： F_Q ——轴向载荷，N；

D_4 ——螺母螺纹大径，mm；

Z ——螺纹旋合圈数， Z 取10；

b ——螺纹牙根部厚度，梯形螺纹 $b = 0.65P = 0.65 \times 3 \text{mm} = 1.95 \text{mm}$ 。

$$\tau = \frac{30000}{10 \times \pi \times 28.5 \times 1.95} MPa = 17.2 MPa$$

由参考文献得螺母材料的许用剪应力 $[\tau] = 30 \sim 40 MPa$ ，显然 $\tau < [\tau]$ ，螺纹牙根部的弯曲强度条件为

$$\sigma_b = \frac{3F_Q l}{Z \pi D_4 b^2} \leq [\sigma_b]$$

式中： l ——弯曲力臂， $l = \frac{D_4 - d_2}{2} = \frac{28.5 - 26.5}{2} \text{mm} = 1\text{mm}$ 。

其它参数同上。

代入数值计算得

$$\sigma_b = \frac{3 \times 30000 \times 1}{10\pi \times 28.5 \times 1.95^2} \text{MPa} = 26.435 \text{MPa}$$

由参考文献得螺母材料的许用弯曲应力 $[\sigma_b] = 40 \sim 60 \text{MPa}$ ，显然 $\sigma_b < [\sigma_b]$ ，即满足螺纹牙的强度条件。

5. 自锁条件校核

因 $\psi = 2.0637^\circ$ ， $\rho' = 5.1427^\circ$ ，因此

$$\psi < \rho'$$

满足自锁条件。

6. 螺杆的稳定性校核

螺杆的柔度值

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{4\mu l}{d_1}$$

式中： l ——螺杆的最大工作长度，取螺母中部到另一端支点间的距离，则

$$l = 180 + \frac{H_{\text{螺母}}}{2} + h_1 + l_{\text{退刀槽}}$$

$H_{\text{螺母}}$ 、 h_1 符号参见图 3.1，指 $l_{\text{退刀槽}}$ 指螺杆与手柄座相接处的尺寸，查手册知，

$$l_{\text{退刀槽}} = 9\text{mm}。$$

$$H_{\text{螺母}} = ZP = 10 \times 3\text{mm} = 30\text{mm}$$

假设手柄直径为 $d_{\text{手柄}} = 20\text{mm}$ ，由结构尺寸经验公式 $h_1 = (1.8 \sim 2)d_{\text{手柄}} = 36 \sim 40\text{mm}$ ，

取 $h_1 = 38\text{mm}$ ，则

$$l = (180 + 15 + 38 + 9)\text{mm} = 242\text{mm}$$

μ ——长度系数，对千斤顶，可看做一端固定、一端自由，取 $\mu = 2$ 。

代入以上数值得

$$\lambda = \frac{4\mu l}{d_1} = \frac{4 \times 2 \times 242}{24.5} = 79$$

对于 45 钢调质，当 $\lambda < 90$ 时：

$$F_c = \frac{340}{1+0.00013\lambda^2} \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{340}{1+0.00013 \times 79^2} \frac{\pi 24.5^2}{4} = 88471N$$

$$\frac{F_c}{F} = \frac{88471}{30000} = 2.95 > 2.5$$

因此，满足稳定性要求。

7.螺母外径及凸缘设计（参见图1）

螺纹外径 $D_2 \approx 1.5d = 1.5 \times 28mm = 42mm$ 。

螺纹凸缘外径 $D_3 \approx 1.4D_2 = 1.4 \times 42mm = 58.8mm$ ，取 $D_3 = 60mm$ 。

螺纹凸缘厚 $b = (0.2 \sim 0.3)H = (0.2 \sim 0.3) \times 30mm = 6 \sim 9mm$ ，取 $b = 8mm$ 。

8.手柄设计

加在手柄上的力，取 $F=200N$ ， L 为手柄长度，则 $FL = T_1 + T_2$ 。有

$$T_1 = 59971N \cdot mm$$

$$T_2 = \frac{1}{3} fF_Q \frac{[D - (2 \sim 4)]^3 - (D_1 + 2)^3}{[D - (2 \sim 4)]^2 - (D_1 + 2)^2}$$

公式中的符号见图2和3。

$D = (1.6 \sim 1.8)d = (1.6 \sim 1.8) \times 28mm = 44.8 \sim 50.4mm$ ，取 $D = 48mm$ 。

$D_1 = (0.6 \sim 0.8)d = (0.6 \sim 0.8) \times 28mm = 16.8 \sim 22.4mm$ ，取 $D_1 = 20mm$ 。

托杯选铸铁，手柄选 Q215，摩擦系数 $f = 0.12$ ，则

$$T_2 = \frac{1}{3} fF_Q \frac{[D - (2 \sim 4)]^3 - (D_1 + 2)^3}{[D - (2 \sim 4)]^2 - (D_1 + 2)^2} \approx 62669N \cdot mm$$

$L = \frac{T_1 + T_2}{F} = \frac{59971.46 + 62668.657}{200} mm = 613.2mm$ ，取 $L = 200mm$ ，加套筒长 500mm。

手柄直径 $d_{\text{手柄}} \geq \sqrt[3]{\frac{FL}{0.1[\sigma_b]}}$ ，查教材可得： $[\sigma_b] = \frac{\sigma_s}{1.5 \sim 2}$ ，查参考文献， $\sigma_s = 205MPa$ ，

则 $[\sigma_b] = 102.5 \sim 136.7MPa$ ，取 $[\sigma_b] = 110MPa$ 。

代入数值计算得

$$d_{\text{手柄}} \geq \sqrt[3]{\frac{FL}{0.1[\sigma_b]}} = \sqrt[3]{\frac{200 \times 613.2}{0.1 \times 110}} mm = 22.4mm$$

取手柄直径 $d_{\text{手柄}} = 24mm$ 。

9.底座设计

螺杆下落到底面，再留 20~30mm 空间，底座铸造起模斜度 1:10，厚度为 10mm。

D_5 由结构设计确定， $D_5=104\text{mm}$ 。

$D_4 = 1.4D_5 = 146\text{mm}$ 。

结构确定后校核底面的挤压应力：

$$\sigma_p = \frac{F_Q}{\frac{\pi}{4}(D_4^2 - D_5^2)} = \frac{30000}{\frac{\pi}{4}(146^2 - 104^2)} = 3.64\text{MPa}$$

底面材料选择铸铁 HT100，查表得铸铁壁厚 $\delta = 30 \sim 50\text{mm}$ 时， $\sigma_b \geq 80\text{MPa}$ ，

$[\sigma_p] = (0.4 \sim 0.5)\sigma_b = (0.4 \sim 0.5) \times 80\text{MPa} = (32 \sim 40)\text{MPa}$ 。

显然， $\sigma_p < [\sigma_p]$ ，满足设计要求。

10.绘制螺旋起重器（千斤顶）装配图（图 4）。

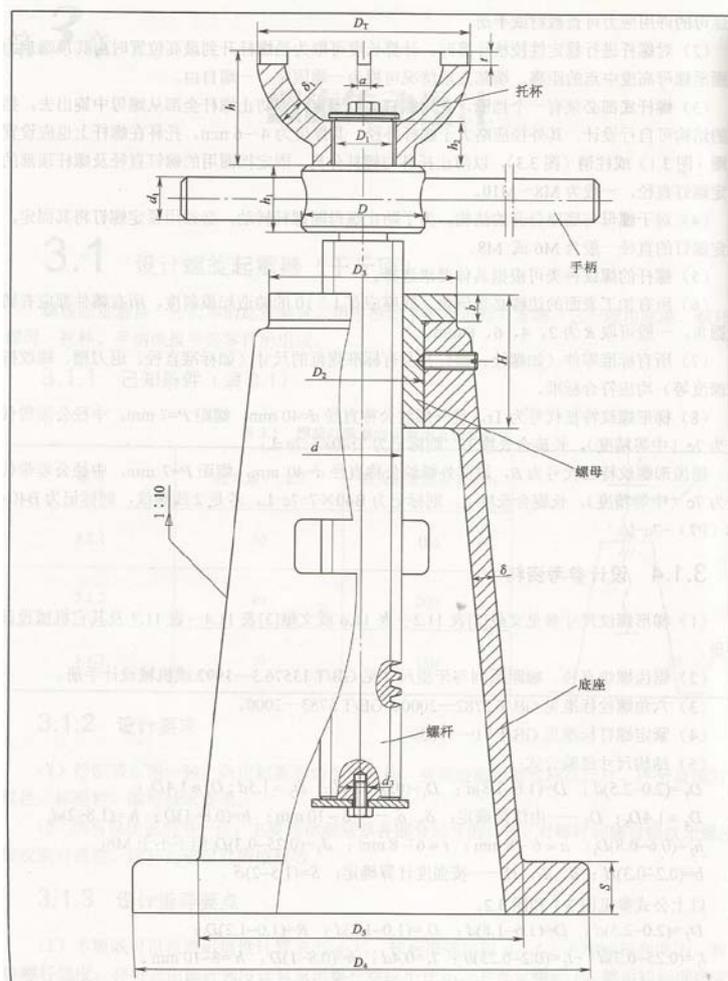


图 1

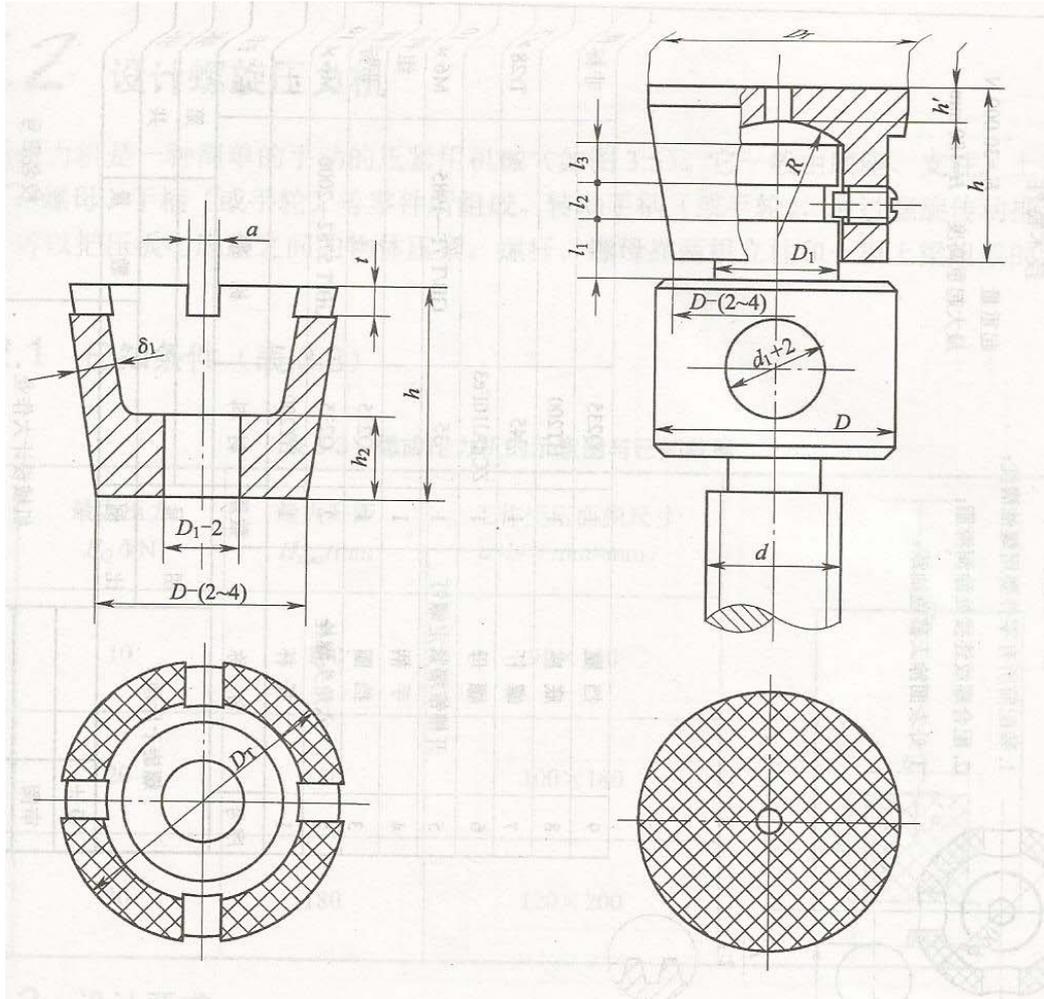
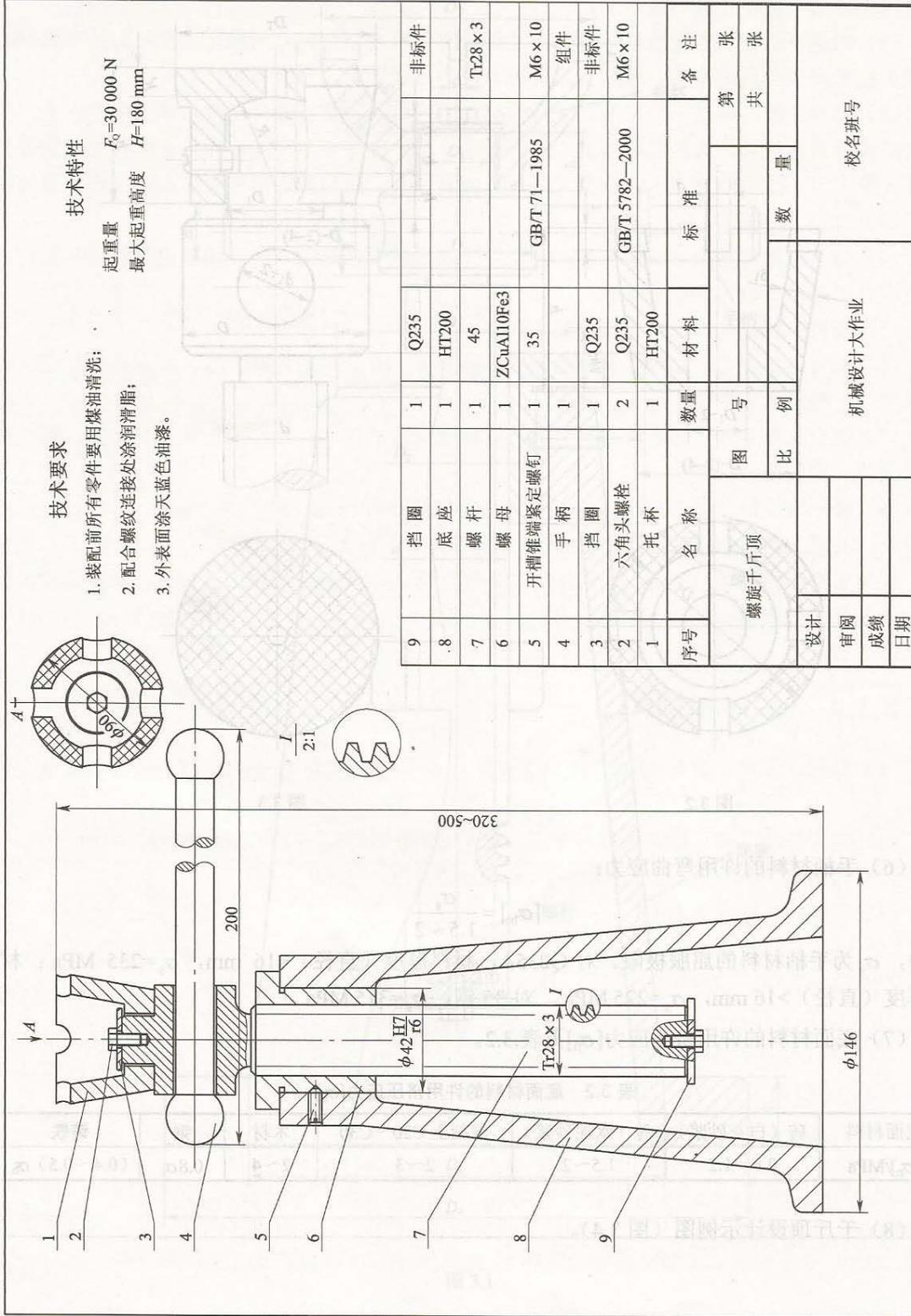


图 2

图 3



技术要求

1. 装配前所有零件要用煤油清洗;
2. 配合螺纹连接处涂润滑油;
3. 外表面涂天蓝色油漆。

技术特性
 起重量 $F_G=30\,000\text{ N}$
 最大起重高度 $H=180\text{ mm}$

序号	名称	数量	材料	标准	备注
9	挡圈	1	Q235		非标件
8	底座	1	HT200		
7	螺杆	1	45		Tr28×3
6	螺母	1	ZCuAl10Fe3		
5	开槽锥端紧定螺钉	1	35	GB/T 71—1985	M6×10
4	手柄	1			组件
3	挡圈	1	Q235		非标件
2	六角头螺栓	2	Q235	GB/T 5782—2000	M6×10
1	托杯	1	HT200		

图号	比例	数量	
		张	共

设计	校名班号	
审阅	机械设计大作业	
成绩		
日期		

图 4

习题

有一升降机构采用滑动螺旋传动，如图 5 所示，已知螺杆直径 $d=50\text{mm}$ ， $d_2=46\text{mm}$ ，为梯形螺纹，螺距 $P=8\text{mm}$ ，线数 $n=4$ ，螺旋副间摩擦因数 $f=0.1$ ，升降台承受的载荷 $F_Q=5000\text{N}$ 。试确定：

- (1) 为使螺杆上螺纹牙所受的轴向力方向相反，确定螺杆螺纹的螺旋线方向。
- (2) 按 (1) 确定的螺旋线方向，确定升降台上升时螺杆轴的转动方向。
- (3) 若升降台以 640mm/min 的速度上升，计算螺杆的转速 n_2 。
- (4) 计算升降台稳定上升时施加于螺杆上的力矩 T 。
- (5) 设滚动导轨的效率 $\eta_{\text{滚动导轨}}=0.99$ ，轴承效率 $\eta_{\text{轴承}}=0.98$ ，蜗杆传动效率 $\eta_{\text{蜗杆}}=0.42$ ，电动机与蜗杆轴间联轴器的效率 $\eta_{\text{联轴器}}=0.99$ ，计算升降台以 640mm/min 的速度上升时，螺杆副的传动效率 $\eta_{\text{螺杆}}$ 以及蜗杆轴的输出功率 P_w 。

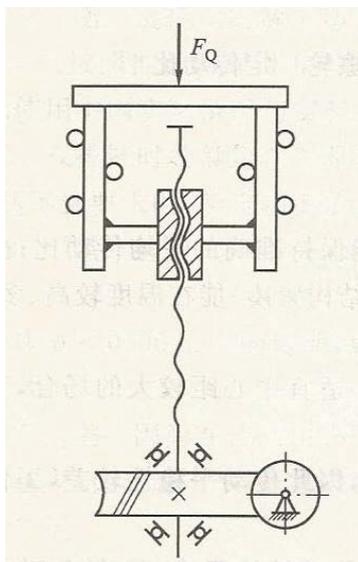


图 5 滑动螺旋传动

参考文献

- 宋宝玉，王黎钦主编，《机械设计》，高等教育出版社，2010.5
王黎钦，陈铁鸣主编，《机械设计》（第五版），哈工大出版社 2014.1
宋宝玉主编，《机械设计课程设计指导书》，高等教育出版社，2010.5
张锋、古乐主编，《机械设计课程设计》（第五版），哈工大出版社 2012.12
张锋，宋宝玉主编，《机械设计大作业指导书》，高等教育出版社，2009.10
百度网-图片-视频
优酷土豆网-图片-视频
搜狗网-图片-视频