

✓
鐵路員工技術手冊第二卷第三冊

机械零件

苏联鐵路員工技術手冊編纂委員會編

人 民 鐵 道 出 版 社

鐵路員工技術手冊第二卷第三冊

机 械 零 件

苏联鐵路員工技術手冊編纂委員會編

唐山鐵道學院机械零件教研組譯

人 民 鐵 道 出 版 社

一九五七年·北京

本書是从苏联铁路員工技术手册第二卷机械零件篇譯出，內容是主要地說明各种机械零件的类型、構造及其計算原理，可供铁路工程以及其他一般工程上的工务、机务、电务技术人員参考研究。

本卷主編者为苏联М.А.彼得罗夫 (М.А.ПЕТРОВ)。

本篇編著者为苏联С.В.高魯華—格尔日麻依洛 (С.В.ГРУМ—ГРЖИМАЙЛО)。

铁路員工技术手册第二卷第三册

机 械 零 件

ТЕХНИЧЕСКИЙ СПРАВОЧНИК ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНИКА

ТОМ 2, ДЕТАЛИ МАШИН

苏联铁路員工技术手册編纂委员会編

苏联国家铁路運輸出版社 (1950年莫斯科俄文版)

ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ

Москва 1950

唐山铁道学院机械零件教研組譯

人民铁道出版社出版 (北京市霞公府17号)

北京市書刊出版業營業許可証出字第010号

人民铁道出版社印刷厂印 新华書店發行

書号: 743 开本: 850×1168 1/32 印張: 5 1/2 字數134千

1957年6月第1版

1957年6月第1次印刷

印數4,080册 定价 (10) 0.90元

机械零件目录

螺旋联接与螺钉联接.....	2
铆钉联接.....	15
焊 接.....	29
心轴和转轴.....	43
軸 承.....	51
楔联接, 键联接及多槽联接.....	65
联轴器等.....	70
传动装置.....	76
皮带传动.....	80
直齿的圆筒齿轮传动.....	93
行星传动.....	109
斜齿的圆筒齿轮传动.....	118
圆锥齿轮传动.....	122
蜗杆传动.....	129
链传动.....	136
起重机械的零件和它们的驱动.....	138

机械零件

螺旋联接与螺钉联接

螺 紋

联 接 螺 紋

公制螺紋（圖 1）——基本螺紋和細牙螺紋（重工業人民委員部全苏标准 32, 94, 193, 2711, 272, 273, 4120, 4121, 4122）。直徑小於 12 公厘的基本螺紋应用得最多。直徑不大於 76 公厘的細牙螺紋螺距为 1.5 公厘，直徑大於 76 公厘的螺距为 2.0 公厘。

固定滾珠軸承採用螺距为 1.5 公厘的螺紋。这种螺紋和标准螺紋不同，其外徑由 15 公厘到 75 公厘，最后一位数字圓整到 5 或 0（全苏标准 26002）。

吋制螺紋——頂角为 55° （重工業人民委員部全苏标准 1260）。这种螺紋仅用于修理旧机器，設計新机器时不准使用。

导 螺 紋

梯形螺紋（全苏标准 2409, 2410, 2411）——这是导螺紋的基本类型，用於当螺紋受很大的双向載荷时。

圓形螺紋（国定全苏标准 3510—47）——用於当螺旋不可避免沾上污垢和要求不需很大的間隙就能很容易地旋动时。

鋸齿形螺紋（全苏标准制定委员会全苏标准 7739, 7740, 7741）——用於很大的單向載荷时。

管 螺 紋

圓柱形管螺紋（重工業人民委員部全苏标准 266）——广泛地

用在低压输送管上，用大麻和油漆来使联接密封。

圆锥形管螺纹（全苏标准 20008—38）——用在高压输送管上；依靠圆锥部分的过盈来使联接密封。从密封方面来看，管子带圆锥形螺纹而接头带圆柱形螺纹有很好的结果。

螺 釘

螺钉分成三种基本类型（图 2）：

1) **粗制螺钉**（全苏标准 200035—38）——螺钉杆不加工，螺钉和螺母的头部支承表面不加以修整；

2) **半光螺钉**（重工业人民委员会部全苏标准 3524）——螺钉杆不加工；螺钉和螺母的支承表面就表面不平和对螺纹轴线的垂直两方面加以修整；

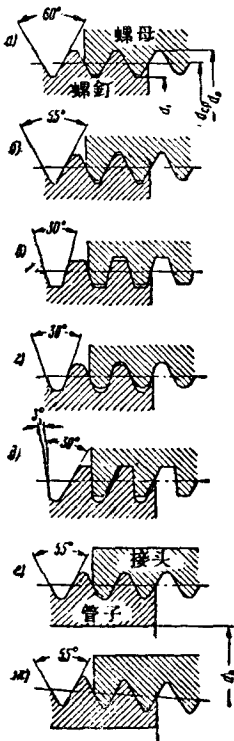


图1 螺纹种类 a—公制螺纹；б—时制螺纹；в—梯形螺纹；г—圆形螺纹；д—锯齿形螺纹；e—圆柱形管螺纹；ж—圆锥形管螺纹。

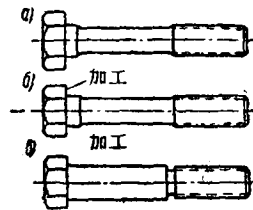


图2 光制螺钉，半光螺钉和粗制螺钉

3) **光制螺钉**（重工业人民委员会部全苏标准 3522，3523）——螺钉杆，螺钉和螺母的头部支承面都加工过。

用于螺钉的主要材料是 CT25 号（CT3号，CT4号）钢。需要进行热处理的重要螺钉用 CT40 号（CT6号）钢。

在自动机床上制造的螺钉用牌号为A12, A15和A20的含硫较高的易削钢。

螺钉联接中的力

根据工作特点, 螺钉联接可以分为三类: a) 沿着螺钉轴向受力的联接; б) 垂直螺钉轴向受力的联接; в) 沿着螺钉轴向和垂直螺钉轴向都受力的联接。

这三种螺钉联接的工作情况和计算方法, 是各不相同的。

A. 沿着螺钉轴向受力。当外载荷未作用前螺钉已经受到超过外载荷的锁紧力时(图3), 在此情况下这种联接能满意的工作。

设 P ——作用在联接上的外载荷, 以公斤计;

P_0 ——螺钉的预加锁紧力, 以公斤计;

F_0 ——螺钉杆的横断面积, 以公分²计;

F_A ——被联接件(例如机架脚)的横断面积, 以公分²计;

E_0 ——螺钉材料的弹性系数, 以公斤/公分²计;

E_A ——机架脚材料的弹性系数, 以公斤/公分²计。

则: a) 外载荷作用前螺钉受拉力 P_0 (公斤), 机架脚受压力 P_A (公斤); б) 外载荷作用后螺钉受拉力

$$P = P_0 + \frac{E_0 F_0}{E_0 F_0 + E_A F_A} P \text{ (公斤)},$$

机架脚受压力

$$P_A = P_0 - \frac{E_A F_A}{E_0 F_0 + E_A F_A} P \text{ (公斤)}。$$

螺钉里的应力可以根据简单拉伸的公式求出:

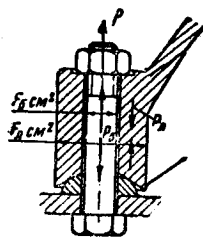


图3 承受拉伸载荷的螺钉联接

$$\sigma_{pac} = \frac{4P_o}{\pi d_1^2} \leq R_{pac},$$

式中 σ_{pac} ——螺釘危險斷面的拉伸應力，以公斤/公分²計；
 R_{pac} ——螺釘金屬的許用拉伸應力，以公斤/公分²計；
 d_1 ——螺釘螺紋的內徑，以公分計。

Б. 垂直螺釘軸向受力。可能有三種情況。

1. 施加在联接上的力，由被联接件間的摩擦來承受——螺釘工作時受拉伸（圖4, a）。

設 P ——作用在联接上的力，以公斤計；

P_o ——螺釘的鎖緊力，以公斤計；

f ——被联接另件間的摩擦係數；

n ——接合面數目。

則

$$P < n f P_o.$$

螺釘里的應力，可以根據簡單拉伸的公式求得。

2. 施加在联接上的力，由螺釘桿承受——螺釘不鎖緊，插入時有間隙，工作時受彎曲（圖4, б）。

螺釘受到的彎矩，可以近似地採用

$$M = \frac{Pl}{6},$$

式中 M ——螺釘受到的彎矩，以公斤公分計；

P ——施加在联接上的力，以公斤計；

l ——被联接板中線之間的距離，以公分計。

螺釘里的應力

$$\sigma_{u_{32}} = \frac{M}{0.1 d^3} \leq R_{u_{32}},$$

式中 $\sigma_{u_{32}}$ ——螺釘里的彎曲應力，以公斤/公分²計；

$R_{u_{32}}$ ——螺釘金屬的許用彎曲應力，以公斤/公分²計；

d ——螺釘桿直徑，以公分計。

3. 施加在联接上的力，由螺釘桿承受，螺釘插入時沒有間

隙，工作时受剪切（圖4，B）。

螺釘里的应力

$$\tau_{cp} = \frac{4P}{\pi d^2 n} \leq R_{cp},$$

式中 τ_{cp} ——螺釘桿里的剪切应力，以公斤/公分²計；

R_{cp} ——螺釘桿金屬的許用剪切应力，以公斤/公分²計；

P ——施加在联接上的力，以公斤計；

n ——剪切面数目；

d ——螺釘桿直徑，以公分計。

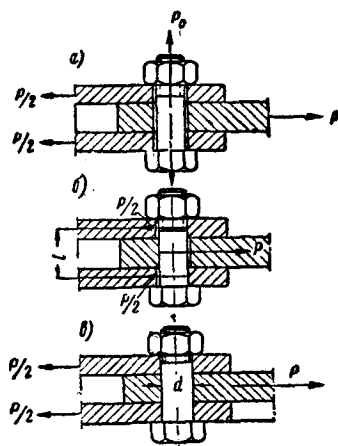


圖4 受橫向載荷的螺釘联接

螺釘的側面应当校核其压挤性能。

B. 沿着和螺釘軸傾斜的方向受力。

1. 一般是發生在机器組合的支承处（圖5）。这种联接中

的螺釘是強力鎖緊的；螺釘和孔壁之間有間隙——螺釘在工作时，受弯曲和拉伸。

把作用力分解成垂直和水平力，这种联接的計算可以化成情况A和B。

如果是螺釘組，則应当按照联接的結構形狀来进行計算。

2. 凸緣圓周联接（圖6，a），接合面內受力矩載荷。

如果联接仅依靠凸緣之間的摩擦来工作（圖6，a），則在这种情况下鎖紧力为

$$P_0 = \frac{2M}{zfD},$$

式中 P_0 ——鎖紧力，以公斤計；

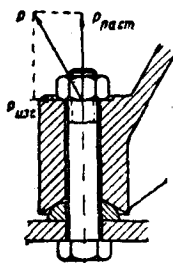


圖5 螺釘联接載荷的

一般情况

M ——接合面內的

力矩，以公
斤公分計；

D ——螺釘孔中心
線的直徑，
以公分計；

z ——螺釘數目；

f ——凸緣之間的摩擦係數。

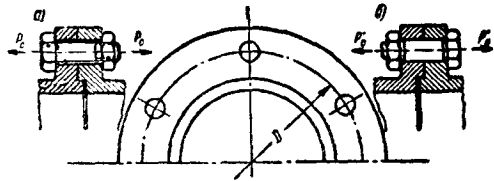


圖6 凸緣螺釘联接

3. 如果螺釘是緊密地插入而在工作時受剪切（圖6，6），則螺釘可以根據剪切面承受全部力矩 M 來計算；這時每個螺釘承受的力

$$P_{cp} = \frac{2M}{zD}。$$

如果一部分力由螺釘鎖緊所產生的摩擦來承受，則作用力可以只考慮一部分或全部考慮，而這時

$$P_{cp} = \frac{2M}{zD} - P_0 f，$$

式中 P_{cp} ——螺釘承受的剪力，以公斤計；

P_0 ——螺釘的鎖緊力，以公斤計，

這個力使凸緣之間產生摩擦。

以下的計算按B,3中所說過的來進行。

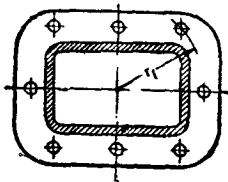


圖7 在接合平面內受力矩的矩形凸緣

4. 在接縫平面內受力矩載荷的矩形接縫（圖7），作用在第 i 個螺釘上的力

$$P_i = \frac{Mr_i}{(z_1 r_1^2 + z_2 r_2^2 + \dots + z_i r_i^2 + \dots + z_n r_n^2)}，$$

式中 P_i ——第 i 個螺釘所承受的力，以公斤計；

$r_1 \dots r_i \dots r_n$ ——由中心到螺釘的距离，以公分計；

$z_1 \dots z_i \dots z_n$ ——位於距中心 $r_1 \dots r_n$ 处螺釘的数目。

5. 力和力矩載荷不在接合平面內的矩形接縫 (圖 8)。

由於螺釘預加鎖緊力而產生的應力

$$\sigma_{sam} = \frac{P_0 z}{F}。$$

圖 8 托架的固定

由於使螺釘斷裂的外力而產生的應力

$$\sigma_{pas} = \frac{Q}{F}。$$

由於力矩

$$M = Ql_Q - Tl_T$$

的作用使全部接縫彎曲而產生的應力

$$\sigma_{us} = \pm \frac{M}{w}，$$

式中 Q ——外力 S 在垂直於接縫平面方向的分力，以公斤計；

T ——外力 S 在与接縫平面平行方向的分力，以公斤計；

w ——接縫的抗彎斷面係數，以公分³計；

F ——所有螺釘的斷面積，以公分²計；

z ——螺釘數目；

P_0 ——每個螺釘的預加鎖緊力。

螺釘里的應力等於應力 σ_{sam} 、 σ_{pas} 與 σ_{us} 之和。

這個計算應該認為是粗略的，因為由於結構是靜力不定的，在作出公式時作了一系列任意的假定。此外，又假定了 T 力完全由接縫間的摩擦來承受，但實際上不總是這樣的。

表 1 給出應力為 1,000 公斤/公分² 時螺釘所能承受的拉伸和剪切載荷。

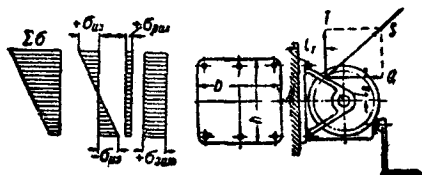


圖 8 托架的固定

螺 釘 强 度

表 1

螺 紋 直徑×螺距 = $d \times s$, 以 公厘計	直 徑		根据螺紋	$\sigma_{pac} = 1$, 000公斤/ 公分 ² 时	車过的螺	$\tau_{cp} = 1$, 000公斤/ 公分 ² 时
	桿切絲 部分的 最大直 徑, 以 公厘計	螺紋孔的 鑽 头 直 徑, 以公 厘計	內徑計算 的螺釘斷 面积, 以 公分 ² 計	螺釘的斷 裂强度, 以 公斤計	釘桿斷面 积, 以公 分計	車过的螺 釘桿的剪 切强度, 以 公斤計
3×0.5	3	2.5	0.043	43	0.0942	94
4×0.7	4	3.25	0.038	83	0.1257	125
5×0.8	5	4.1	0.132	132	0.1964	196
6×1	6	5.0	0.167	167	0.2827	283
8×1.25	8	6.7	0.308	308	0.5027	503
10×1.5	10	8.4	0.492	492	0.7854	785
12×1.75	12	10.1	0.718	718	1.131	1,131
14×2	14	11.9	0.939	939	1.539	1,539
16×2	16	13.9	1.373	1,373	2.011	2,011
18×2.5	18	15.3	1.657	1,657	2.545	2,545
20×2.5	20	17.3	2.145	2,145	3.142	3,142
22×2.5	22	19.3	2.696	2,696	3.801	3,801
24×3	24	20.7	3.089	3,089	4.524	4,524
27×3	27	23.8	4.094	4,094	5.726	5,726
30×3.5	30	26.2	4.963	4,963	7.069	7,069
33×3.5	33	29.2	6.218	6,218	8.553	8,553
36×4	36	31.6	7.279	7,279	10.18	10,180
39×4	39	34.6	8.785	8,785	11.95	11,950
42×4.5	42	37.1	10.04	10,040	13.85	13,850
45×4.5	45	40.1	11.79	11,790	15.90	15,900
12×1.25	12	10.6	0.845	845	1.131	1,131
14×1.5	14	12.3	1.140	1,140	1.539	1,539
16×1.5	16	14.3	1.550	1,550	2.011	2,011
18×1.5	18	16.3	2.022	2,022	2.545	2,545
20×1.5	20	18.3	2.558	2,558	3.142	3,142
22×1.5	22	20.3	3.151	3,151	3.801	3,801
24×1.5	24	22.3	3.818	3,818	4.524	4,524
27×1.5	27	25.3	4.928	4,928	5.726	5,726
30×1.5	30	28.3	6.180	6,180	7.069	7,069
33×1.5	33	31.3	7.572	7,572	8.553	8,553
36×1.5	36	34.3	9.106	9,106	10.18	10,180
39×1.5	39	37.3	10.78	10,781	11.95	11,950
42×1.5	42	40.3	12.60	12,596	13.85	13,850
45×1.5	45	43.3	14.56	14,556	15.90	15,900
48×1.5	48	46.3	16.65	16,655	18.10	18,100
52×1.5	52	50.3	19.67	19,674	21.24	21,240

螺釘的許用应力

表 2 給出靜載荷时的各种材料的螺釘的許用应力。

螺釘的許用应力

表 2

材 料	許用应力, 以公斤/公分 ² 計		
	拉伸和弯曲	剪 切	压 挤
Cr.25, Cr.4, A12, A15, A20	600	480	1 000
Cr.40, 未經过处理	900	700	1 500
Cr.40, 調质过			
H _B =250~300	1 500	1 200	2 400
Cr.40, 淬火过			
H _B =350~400	1 800	1 400	3 000

螺 母

和螺釘一样, 螺母也分为粗制 (重工業人民委員部全苏标准 3310), 半光 (重工業人民委員部全苏标准 3311) 和光制 (重工業人民委員部全苏标准 3312) 三种 (圖 9), 根据支承面的形状和各面的加工情况来区别。

此外, 还有特殊形状的螺母: 和开口銷一起用的冕形螺母 (国定全苏标准 397—41), 元宝螺母 (全苏标准 2071, 国定全苏标准 3032—45) 等。

垫 圈

圓形的粗制垫圈 (重工業人民委员会全苏标准 3100) 和光制垫圈 (重工業

人民委员会全苏标准 3233) 用於当必須增大螺母或螺釘头的支承面积时, 例如擰入木头或塑料另件。

擰入表面不平的另件, 例如不加工的鑄件或鍛件, 是不許可

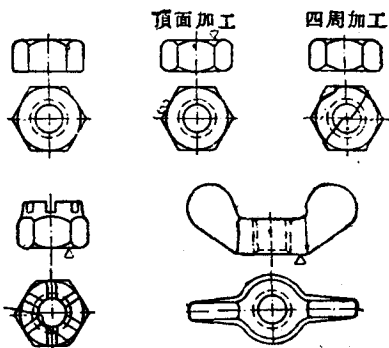


圖 9 螺母的种类

的，因为附加給螺釘的偏心载荷引起很大的应力而不能保証联接的强度。螺母和螺釘头下面的支承面应当做出魚眼坑。在这种情况下应用普通的垫圈是不合适的。

相反地，防止螺母松脱用的彈簧垫圈（全苏标准26042）是应当推荐使用的。

螺絲（螺旋）

螺絲是按照头部的形狀來分类（规定全苏标准 B-1472-42 到 1492）（圖10），並根据公制基本螺紋制成的。螺絲运用上的缺点是重复擰紧时螺紋的持久性不够，特别是對於鑄鉄、有色合金和塑料的螺絲。

採用双头螺釘（圖11）（全苏标准20001—38）改善了另件体内螺紋的工作条件，但是要求精确的螺紋，按照迫合座配入。

借帶有螺紋退出部分来擰紧双头螺釘，不能保証联接的質量，也不能保証擰出双头螺釘而不擰出螺母。

在用於傳遞运动的螺旋的螺紋中，梯形螺紋（全苏标准2409

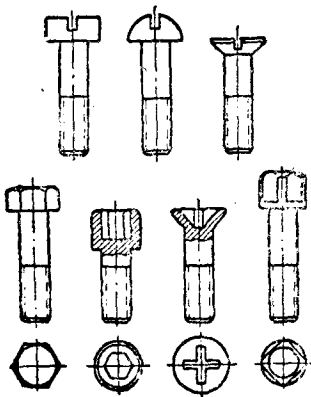


图10 螺絲的种类

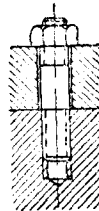


图11 双头螺釘

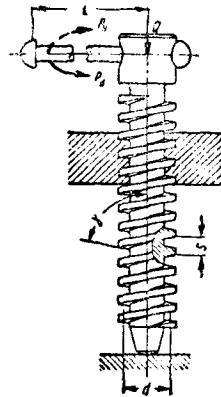


图12 載重螺旋

到11) (圖1, б) 是基本的螺紋形狀, 它代替了在制造技术上比較困難的矩形螺紋。鋸齒形螺紋 (全蘇標準制定委員會全蘇標準 7739到41) (圖1, д) 有几乎水平的工作面, 因而用於很大的單向載荷時, 保留了矩形螺紋的優點 (較高的效率)。

下面列出的公式中採用下列的符號 (圖12) :

Q ——沿着螺旋軸向作用在螺母上的力, 以公斤計;

P_e ——螺母沿着和作用力 Q 相反的方向運動時, 作用在手柄 (聯接在螺旋上) 的力, 以公斤計;

P_n ——螺母沿着作用力 Q 的方向運動時, 作用在手柄上的力, 以公斤計;

L ——手柄的長度, 以公分計;

d ——螺旋螺紋的平均直徑, 以公分計;

s ——螺旋螺紋的升距, 以公分計;

f ——螺紋的摩擦係數;

η_e ——螺旋沿着和 Q 力相反的方向運動時的效率;

η_n ——螺旋沿着 Q 力方向運動時的效率。

鋼對鑄鐵或鋼對青銅在有潤滑的情況下工作時, 如果摩擦面和螺旋軸垂直 (矩形螺紋), 摩擦係數的值可取為 0.08~0.10; 對於梯形螺紋應當考慮摩擦面的傾斜而引入所謂導出摩擦係數。

$$f_1 = \frac{f}{\sin \gamma},$$

式中 γ ——螺紋面和螺旋軸所成的傾斜角 (圖13)。

下面列出的公式中都可以用 f_1 來代替 f , 對於標準梯形螺紋可以取 $f_1 = 1.04f$ 。

載重螺旋 (圖12)。

$$P_e = \frac{Qd}{2L} \cdot \left(\frac{s + \pi d f}{\pi d - fs} \right); \quad P_n = \frac{Qd}{2L} \cdot \left(\frac{\pi d f - s}{\pi d + fs} \right);$$

$$\eta_e = \frac{1 - f \frac{s}{\pi d}}{1 + f \frac{\pi d}{s}}; \quad \eta_n = \frac{1 + f \frac{s}{\pi d}}{f \frac{\pi d}{s} - 1}.$$

如果以 β 表示螺旋螺母的导角，以 φ 表示螺紋上的摩擦角，則

$$\eta_a = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \varphi)};$$

$$\eta_n = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta - \varphi)}.$$

$\beta < \varphi$ 时，螺旋将是自鎖的。

帶支承面的举重螺旋 (圖14)。

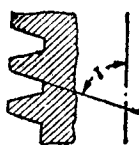


圖 13

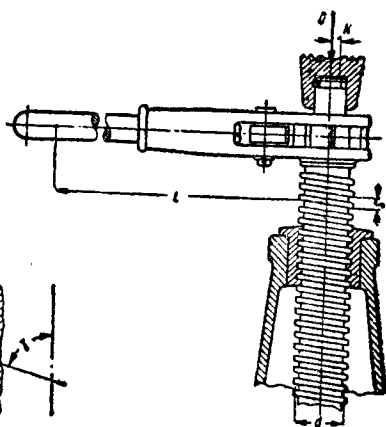


圖14 螺旋举重器

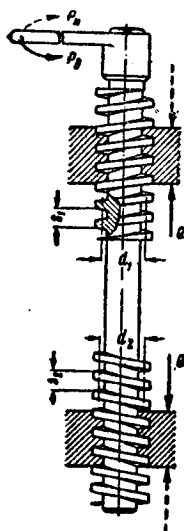


圖15 拉紧螺旋

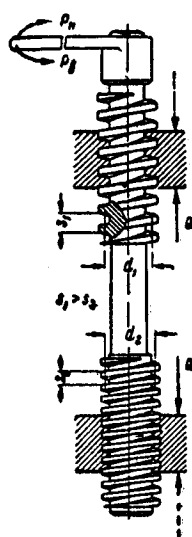


圖16 差动螺旋

$$P_o = \frac{Q}{L} \left(fK + \frac{s + f\pi d}{\pi d - fs} \cdot \frac{d}{2} \right);$$

$$P_n = \frac{Q}{L} \left(fK + \frac{f\pi d - s}{\pi d + fs} \cdot \frac{d}{2} \right)。$$

式中 K ——螺旋支承面的平均半徑，以公分計。

如果不計摩擦，則在兩種情況下作用在手柄上的力

$$P_o = \frac{Qs}{2\pi L}。$$

效率为

$$\eta_o = \frac{P_o}{P_s}; \quad \eta_n = \frac{P_o}{P_n}。$$

帶左、右螺紋的拉緊螺旋（圖15）。

$$P_o = \frac{Q}{L} \left(\frac{s_1 + f\pi d_1}{\pi d_1 - fs_1} \cdot \frac{d_1}{2} + \frac{s_2 + f\pi d_2}{\pi d_2 - fs_2} \cdot \frac{d_2}{2} \right);$$

$$P_n = \frac{Q}{L} \left(\frac{\pi d_1 f - s_1}{\pi d_1 + fs_1} \cdot \frac{d_1}{2} + \frac{\pi d_2 f - s_2}{\pi d_2 + fs_2} \cdot \frac{d_2}{2} \right)。$$

式中 s_1 和 s_2 ——螺紋的螺距，以公分計；

d_1 和 d_2 ——螺紋的平均直徑，以公分計。

不計摩擦時，

$$P_o = \frac{Q}{L} \cdot \frac{s_1 + s_2}{2\pi}。$$

效率为

$$\eta_o = \frac{P_o}{P_s}; \quad \eta_n = \frac{P_o}{P_n}。$$

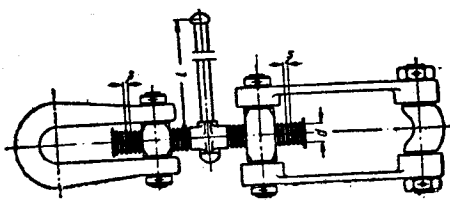


图17 車輛的拉緊螺旋