



# SPIROL®

## 白皮书

### 销

作者 M.J. Schilhansl

布朗大学  
工程系教授  
美国罗得岛普罗维登斯  
1957年12月17日

传统上，我们往往分析销的剪切强度，现在我们尝试分析不同类型销的压力和应力。本篇分析报告说明了在某些情况下剪切强度并不是正确选择销尺寸和类型的准则。它取决于销的相互作用，以及根据适用情况和横向载荷要接合的部件，其中横向载荷可以是纯粹的动态静力。理论分析 — 即使它有时候包含粗略近似值 — 配合和横向载荷的效果，实验结果的趋势非常清楚地说明可以选择螺旋卷制弹性圆柱销替代其他任何类型相同尺寸的销。它在涉及静载荷和变动载荷时更具优势。

# 销

作者 M.J. Schilhansl

传统上，我们往往分析销的剪切强度，现在我们尝试分析不同类型销的压力和应力。本篇分析报告说明了在某些情况下剪切强度并不是正确选择销尺寸和类型的准则。它取决于销的相互作用，以及根据适用情况和横向载荷要接合的部件，其中横向载荷可以是纯粹的动态静力。理论分析——即使它有时候包含粗略近似值——配合和横向载荷的效果，实验结果的趋势非常清楚地说明可以选择螺旋卷制弹性圆柱销替代其他任何类型相同尺寸的销。它在涉及静载荷和变动载荷时更具优势。

销就是为两个或两个以上机器部件相互固定位置的机械零件。大家早就了解了各种各样的类型；最常用的是实心圆柱形销、实心锥形销、槽销、空心直槽弹性圆柱销和螺旋卷制弹性圆柱销。<sup>1</sup>对于特定应用来说，必须根据销的应力和压力以及要连接部件的应力和压力的稳定平衡来选择销的大小和类型。两者的应力和压力取决于销与孔之间过盈配合的大小以及从连接的一部分通过销传递到另一部分的力的值，该值可以是常量或间歇性变动。

因过盈配合而产生的应力和压力

销的直径  $D_1$  必须大于孔的直径  $D_0$ ，以获得压入配合。当通过轴向力  $F$ （图 1）将销压入孔时，销和要连接的部件变形，这取决于  $D_1 - D_0$  的差、销和要连接部件材料的弹性系数以及销和部件的形状。

## 实心圆柱形销

在实心圆柱形销连接尺寸相当大（与销孔的直径相比）的两个部件的情况下，只要在弹性范围内，就可以很容易地计算出压力和应力。销孔表面的支承压力  $p$  由下列公式推出：

$$p = E_0 \frac{D_1 - D_0}{D_0} \frac{1}{(1 + \nu) + (1 - \nu) E_0 / E_1} \quad (1)$$

其中

$E_0$  = 连接部件材料的弹性系数

$E_1$  = 销材料的弹性系数

$\nu$  = 泊松比

不同材料泊松比（钢是 0.3，铝是 0.34）的差异已被忽略。在特殊情况下，其中  $E_0$  等于  $E_1$  时，支承压力为

$$p = \frac{E}{2} \frac{D_1 - D_0}{D_1} \quad (2)$$

销的径向应力和切向应力都是压缩应力，等于  $-p$ ，与离中线的距离无关。要连接要连接的部件中的孔表面上的径向应力也是压缩应力并且等于  $-p$ ，该表面的切向应力是拉伸应力，等于  $+p$ 。标准常规是指定比率  $(D_1 - D_0) / D_0$ ，大多数情况下，当销压入孔时，这会在要连接部件的孔附近引起塑性形变。支承压力等于二分之一的屈服强度。就这一点而言，设计人员必须意识到这一事实，只要连接正在稳步载入，其他的都不重要。

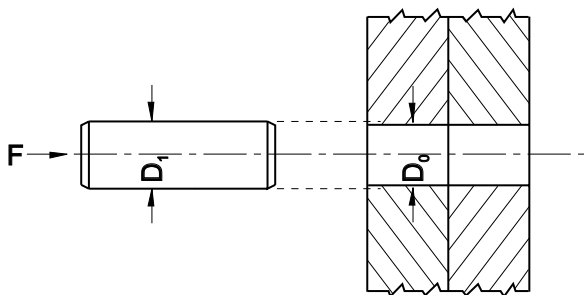


图 1 实心圆柱销。

<sup>1</sup> 在 L.F. Spector 的一篇论文中称作“螺旋卷制”销，机械设计，1957 年 11 月 14 日，第 122-131 页。122-131. 商标名称“SPIROL-PIN”。

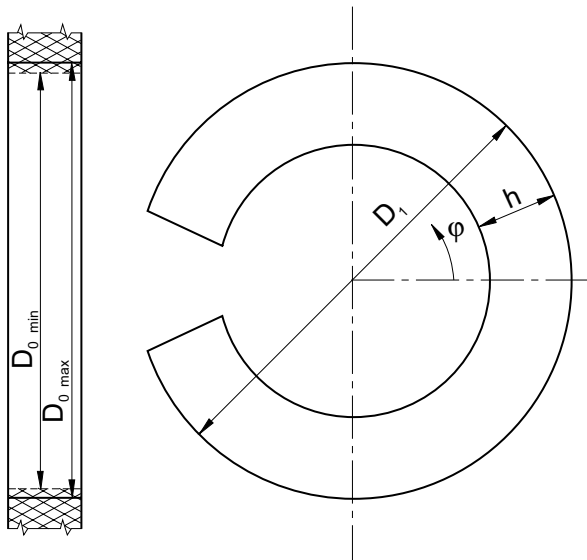


图2 直槽空心圆柱销。

### 直槽空心圆柱销

对于直槽空心圆柱销（图2）来说，支承压力与一侧的应力和另一侧的比率  $(D_1 - D_0)/D_0$  之间的关系比较复杂，这显然是由 Hans Hoffmann 首创的。<sup>2</sup>

假定销的厚度  $h$  在整个圆周上不变，则支承压力受角坐标  $\varphi$  的影响。假设

$$n = \infty$$

$$p = p_0 + \sum p_n \cos n\varphi \quad (3)$$

$$n^2$$

其中  $p_0$  和  $p_n$  是静不定量。可以找到它们，条件是销可以接触孔表面，但决不能穿入孔。凭借方程式 (3) 右侧的常数项  $p_0$ ，销孔直径会均匀增大，但销的变形不会旋转对称。可以借助于初始曲梁的原理进行推断；图3所示径向部件的位移倍数为  $(p_0 r_1 b^3)/(EI_1)$ ，其中  $r_1$  是销孔直径的二分之一， $b$  是曲梁中性纤维的半径， $I_1$  是每单位长度的惯性力矩 ( $h^3/12$ )。

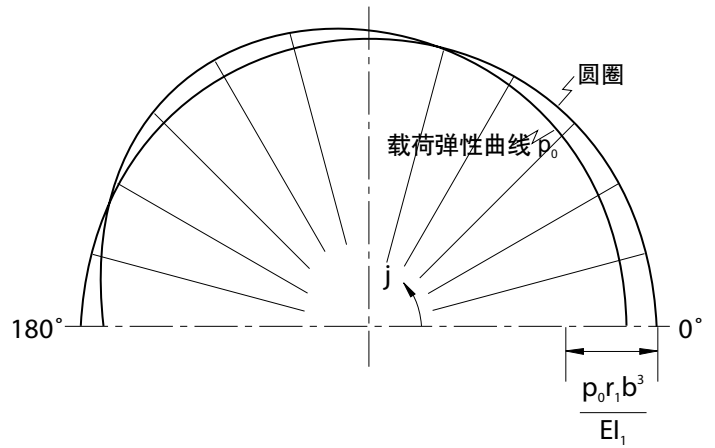


图3 直槽空心圆柱销变形。

由均匀压力  $p_0$  产生的孔和销的形状之间的差异只可以通过  $p_n \cos n\varphi$  项的总和来消除。例如， $p_2 \cos 2\varphi$  项使孔略成椭圆形，另外当交会点与角坐标  $\varphi$ 。销的变形接近于孔表面的变形，将会把更多  $p_n \cos n\varphi$  项考虑进去。从图3很容易可以看到，此时仅仅凭借常数项  $p_0$ ，坐标  $\varphi = 0$  处的实际弯矩就大于  $M_0$ 。如果支承压力  $p_0$  的数值和销弯曲应力的数值适合于销与孔直径之间普遍存在的关系，就会发现支承压力远远低于要连接部件的任何临界值，但是坐标  $\varphi = 0$  附近的最大弯曲应力大大超出了销材料的弹性限度。这意味着整个计算只能用来说明结果会发生塑性形变以及它将在何处发生。这使我们对  $p_n \cos n\varphi$  项在过剩弹性范围中的效果进行了比较详细的调查研究。在发生塑性形变的坐标  $\varphi = 0$  两侧的整个范围中，弯矩小于用初始假设（应力完全在弹性范围内）推算出的弯矩。由此可见，支承压力将仍然低于推算出的压力，而且当空心直槽弹性圆柱销替代实心圆柱销压入孔时，故障风险从要连接的部件转移到销。

<sup>2</sup>DRP. 416339, 1924年7月24日; DRP 442882, 1925年7月7日。两个发明专利均失效。

### 螺旋卷制弹性圆柱销

图. 4 展示了螺旋卷制弹性圆柱销的横截面。横截面的形状接近于阿基米德螺线形状。这种形状的偏离旨在 (a) 缩小销与孔之间没有接触的表面区域；(b) 防止销外圈的端部  $-\varphi_0$  在圆周方向沿相邻圈滑动。

再次凭借压入配合，根据初始曲梁的原理对销与孔之间的支承压力、销和要连接的部件中的应力进行分析。由于中性纤维的半径  $b$  不再是常量，有必要在圆周方向将销分成合适宽度的几部分——大约 7 部分或更多——并假设半径  $b$  在每部分内都是常量，但从一部分过渡到相邻部分时突然发生变化。如图 4 所示，第二圈的曲度在外圈端部  $-\varphi_0$  附近变化相当大；因此，此处这部分一定比沿圈的其余部分更短。

螺旋卷制弹性圆柱销因支承压力而产生的变形通常会在径向和圆周方向上位移。如果横截面是准确的阿基米德螺线，那么在圆周方向上位移可能非常大；但是，通过在第二圈范围外的特殊隆起，圆周位移几乎完全避免。因而，销比没有隆起时更硬。

应力和压力的计算十分冗长，因为弹性曲线的位移和斜率在从一部分到下一部分的每个过渡中都必须匹配，还因为必须在外缘应用切线方向上的静不定载荷，以便对隆起的影响作出解释。

在制造过程中，销的材料经历了塑性形变。当销脱离成型模具时，因变形而产生的应力立即释放，在成型操作中压在工具上并彼此挤压的卷打开，显露出卷之间的小间隙；因此，无应力销的直径大于制造过程中的直径。通过与孔大小相比较，正确选择工具的尺寸，在把销放入孔中时，就有可能将卷中的支承压力和应力保持在弹性限度之内。

如果具有相同标称直径的螺旋卷制弹性圆柱销和直槽空心弹性圆柱销承受相同的压入配合比率  $(D_1 - D_0)/D_0$ ，卷制弹性圆柱销比直槽弹性圆柱销受到的压力小，但前提是两种销的横截面都有垂直于销轴的共同区域。这一点可以通过严谨的分析进行论证；也可以由以下比较进行推断。

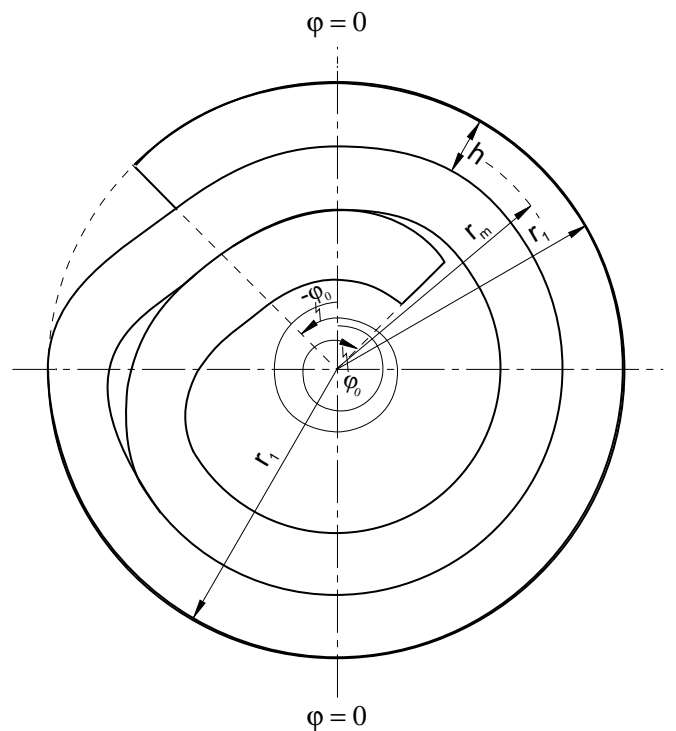


图 4 螺旋辊轧销或 SPIROL 卷制销。

包含  $n$  层高度  $h_1$  的多层叠压悬臂梁按照与具有相同总高度  $h_2 = nh_1 - D_0$  的实心悬臂梁一致的相同数量（与  $D_1 - D_0$  成正比）进行偏转。假设梁的长度和横截面的宽度相同，每层中的最大弯曲应力  $\sigma_1$  与实心梁的最大弯曲应力  $\sigma_2$  的比等于  $1/n$ 。该比较从本质上讲是可采纳的，但在数量上，它只是一次近似值，因为曲梁中性纤维的半径并不是正好等于  $(D_1 - h_1)/2$ ，而是小于因子  $[1 - h_1^2/3(D_1 - h_1)^2]$ ，而且内圈半径依然小于外圈半径。

比较结果表明，制造销所需的功率随着金属条厚度的减小而降低。这就使制造超出传统直径范围的卷制弹性销成为可能，例如，如有需求，直径超过 1/2 英寸的销也可以生产。

因外部载荷而产生的应力和压力

实心圆柱销

图 5 展示了两个用销连接的平板 A 和 B，其厚度分别为  $h_A$  和  $h_B$ 。在每个平板上施加力  $P$ ；为了使整个系统保持平衡，还要应用力矩  $M$ ，大小为  $(h_A + h_B)P/2$ 。

假设平板在垂直于销轴的方向上无限大。很明显，施加于孔的圆柱形表面的任何载荷在远离轴的任一点都影响不大。因此，有理由认为平板的远距离部分刚性极大，只有在半径为  $r_c$  的柱面范围内的部分弹性灵活。如果弹性部分用一系列径向弹簧代替，就可以获得一个可用于研究销与平板之间交互作用的模型，并且通过选择合适的半径  $r_c$  和弹簧的刚度。

凭借弹簧的弹性，一对作用力和反作用力  $P$  引起平板 A 相对于平板 B 位移  $y$ 。如果假定销的刚性极大，销就会转动至图 6 所示位置。如果销的弹性灵活，它不仅会转动，而且还会弯曲，如图 7 所示。显然，变形越集中于平板 A 和 B 之间的接触面附近，销的强度就越低（与弹簧相比）。

销的压力和应力可以通过弹性地基梁理论推算出来。对于这些计算，需要知道基础弹性的参数——有时称作基床系数。可能很难通过理论思考获得该信息，但总是可以从实验中推断而来。

显而易见，基床系数取决于部件 A 和 B 的材料弹性系数。这意味着钢结构中钢销的性能不同于铸铁或铝结构中的钢销。

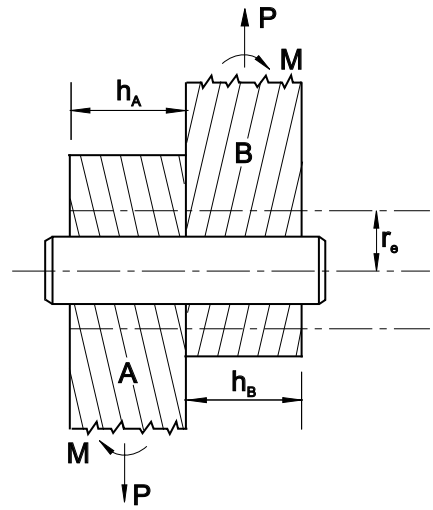


图 5 销的外部载荷

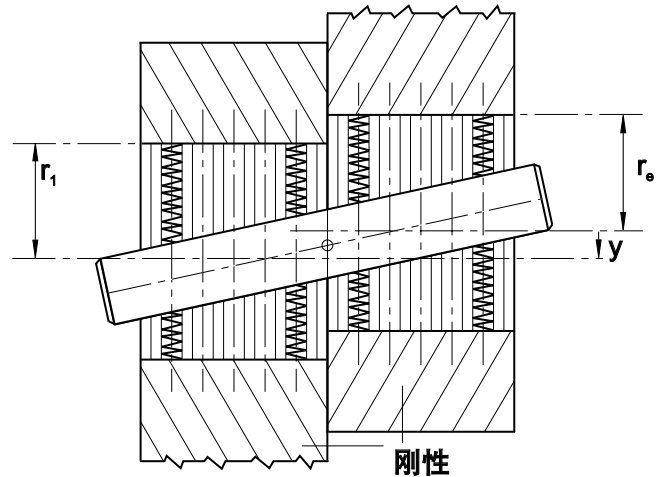


图 6 刚性销。

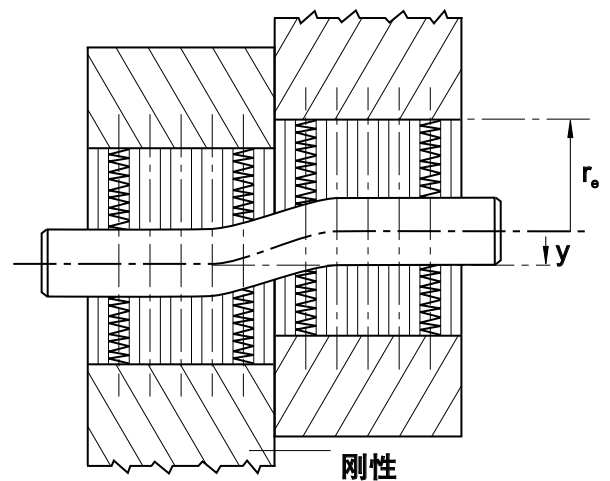


图 7 弹性销。

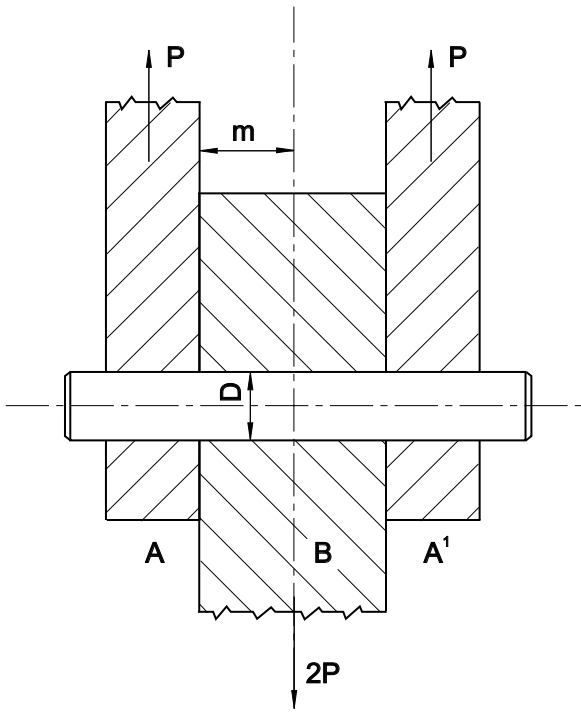


图 8 双剪切销的对称排列。

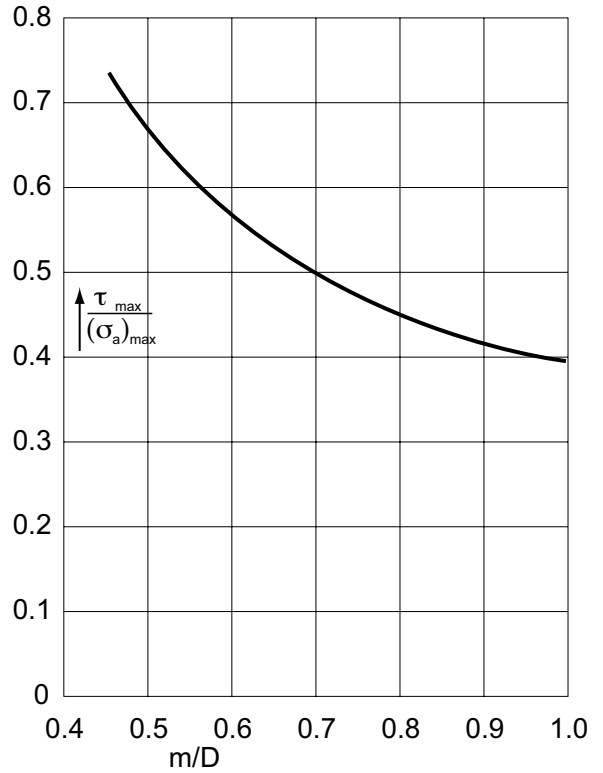


图 9 比率  $\tau_{max} / \sigma_{max}$  和  $m/D$ 。

图 8 展示了相对于几何布置和载荷对称的排列具有如此对称排列的双剪切夹具推荐用于测试销。关于剪切应力  $\tau$  和弯曲应力  $\sigma_a$ ，弹性地基梁理论得出以下实验结果。最大剪切应力  $\tau_{max}$  分别存在于部件 A 和 B 或 A' 和 B 的接触面，最大弯曲应力  $\sigma_{a,max}$  存在于部件 B 的中心面，取决于  $m/D$ （其中  $2m$  是部件 B 的厚度，而  $D$  为先前销的直径）的一定比率。 $\tau_{max} / \sigma_{a,max}$  也取决于  $m/D$  的比率，自然还取决于基床系数；至于从实验中推断而来的基床系数，如图 9 所示。如果已知销材料的剪切强度和抗张强度，就可以预测出最终失效是由剪切还是由弯曲应力所导致。对于该结论，必须考虑因压入配合而产生的法向应力；注意，因配合而产生的应力是径向应力和切向应力，而因外力  $P$  而产生的弯曲应力是轴向应力。因此，销中的应力状态是三轴的。

如果销因法向应力而损坏，那么其中一个部件内部会出现破裂现象。已经观察到诸如此类的破裂现象。

#### 直槽空心圆柱销

直槽空心圆柱销开口的定位与作用力的关系非常重要。两个应限制的位置都有可能，主要的一个在开口与力  $P_1$  和  $P_2$  的方向成  $90^\circ$  角的位置（图 10），而另一个在开口与力  $P_1$  和  $P_2$  的方向一致的位置——参见图 11。必须添加力偶  $P_1'P_1''$  和  $P_2'P_2''$ ，以建立与外部力矩  $M$  之间的平衡（图 5）。如图 10 和 11 所示，两个排列之间的根本区别在于力  $P_1$  和  $P_2$  相对于直槽弹性圆柱销剪切中心的位置。如图 10 和 11 所示，剪切中心在开口对面的横截面对称轴上。假设  $r_m$  为直槽空心圆柱销的平均半径，即等于  $1/2(D_1-h)$ （图 2 或图 10），并假设  $\pm\varphi_0$  为开口边的角坐标。由于假定厚度  $h$  小于平均半径  $r_m$ ，剪切中心离半径为  $r_m$  的圆的圆心的距离  $z_s$  由下列公式推出：

$$\frac{z_s}{r_m} = 2 \left( \frac{\varphi_0 \cos \varphi_0 - \sin \varphi_0}{\sin \varphi_0 \cos \varphi_0 - \varphi_0} \right) \quad (4)$$

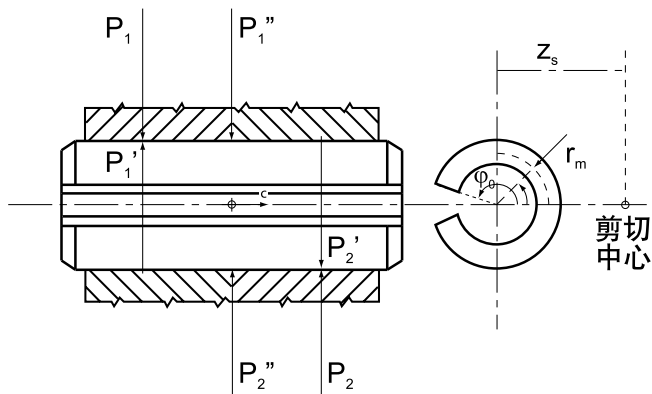


图 10 开口与载荷方向成 90° 角。

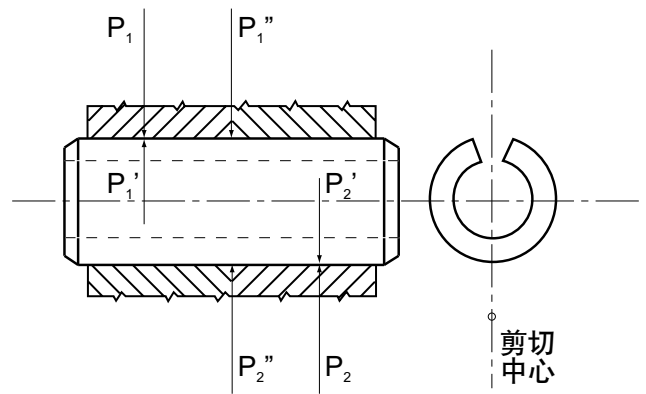


图 11 开口与载荷方向一致。

由于  $\varphi_0 < \pi/2$ ，因此公式 (4) 可以用近似值代替

$$\frac{z_s}{r_m} = 1 + \frac{1}{10}\varphi_0^2 + \frac{19}{4200}\varphi_0^4 \quad (5)$$

由于特殊值  $\varphi_0 = \pi/2$  (柱面的二分之一)、 $\varphi_0 = \pi$  (开口无限小)，因此距离分别为  $z_s = (4/\pi)r_m$  和  $z_s = 2r_m$ 。图 12 中画出了比率  $z_s/r_m$  对应角度  $\varphi_0$  的曲线。

如果  $P_1$  和  $P_2$  的合力作用线穿过横截面剪切中心，销变形就完全是弯曲变形。但是，如果  $P_1$  和  $P_2$  的作用线离剪切中心有一段距离  $z_s$ ，那么除弯曲之外，还存在与  $z_s$  成正比的扭矩及失真。此外，弯曲应力局部高于在  $z_s = 0$  的情况下产生的应力。因此，此排列 (开口与力的方向成 90° 角) 中销的强度低于其他排列 (开口与力的方向一致) 中相同销的强度。该结论与 Leo F. Spector<sup>3</sup> 的观点一致，即剪切强度差异大约为 6%。

很明显，在多功能剪切销中，当要连接平板的厚度  $h$  小于销的直径时，因在方向  $y$  上弯曲变形而产生的平行于销轴的应力  $\sigma_a$  不可能过大，如图 13 所示。这样的排列再次表明，能够施加于连接的最大力的大小取决于开口相对于力的方向的位置。显示如下。

侧向力  $P$  在孔表面产生压力  $q$ ，为横坐标  $x$  和角坐标  $\varphi$  的函数。作用于面积元素  $Rd\varphi dx$  的力  $qR d\varphi dx$  具有分向量，该分向量平行于量值  $qR \sin\varphi d\varphi dx$  的侧向力  $P$ 。

如果平板之间有  $n$  个接触面，则孔表面的轴向长度为  $(n+1)h$ 。在案例 I - 开口与力  $p$  的方向成 90° 角 —  $\varphi = 0$  到  $\varphi = \varphi_0$  以及从  $x = 0$  到  $x = (n+1)h$  的分向量  $qR \sin\varphi d\varphi dx$  的积分必须等于力  $P$ 。因此，

$$\int_0^{(n+1)h} \int_0^{\varphi_0} qR \sin\varphi d\varphi dx = P \quad (6)$$

如果  $q$  等于  $q_0 \Phi_1$ ，其中  $q_0$  作为一次近似值，假定与横坐标  $x$  无关，而  $\Phi_1$  是角坐标  $\varphi$  的函数，由此得出结论

$$q_0 R = \frac{P}{n+1} \frac{1}{h} \frac{1}{\int_0^{\varphi_0} \Phi_1 \sin\varphi d\varphi} \quad (7)$$

分向量  $qR \sin\varphi d\varphi$  相对于过点  $r = b$ ， $\varphi = 0$  的轴的力矩臂  $b(1 - \cos\varphi)$ ，其中  $b$  在 (B-2) 部分中表示中性纤维的半径。于是，产生此轴的力矩  $dM_{II}$ 。通过积分法运算，由此断定弯矩  $M_{II}$  为

$$M_{II} = \int_0^{(n+1)h} \int_0^{\varphi_0} qRb \sin\varphi (1 - \cos\varphi) d\varphi dx \quad (8)$$

或者凭借先前的假设，就方程式 (7) 而言

$$M_{II} = \frac{P}{n+1} \frac{b}{h} \frac{\int_0^{\varphi_0} qRb \sin\varphi (1 - \cos\varphi) d\varphi dx}{\int_0^{\varphi_0} \Phi_1 \sin\varphi d\varphi} \quad (9)$$

<sup>3</sup> 机械设计，1957 年 11 月 14 日，第 130 页。

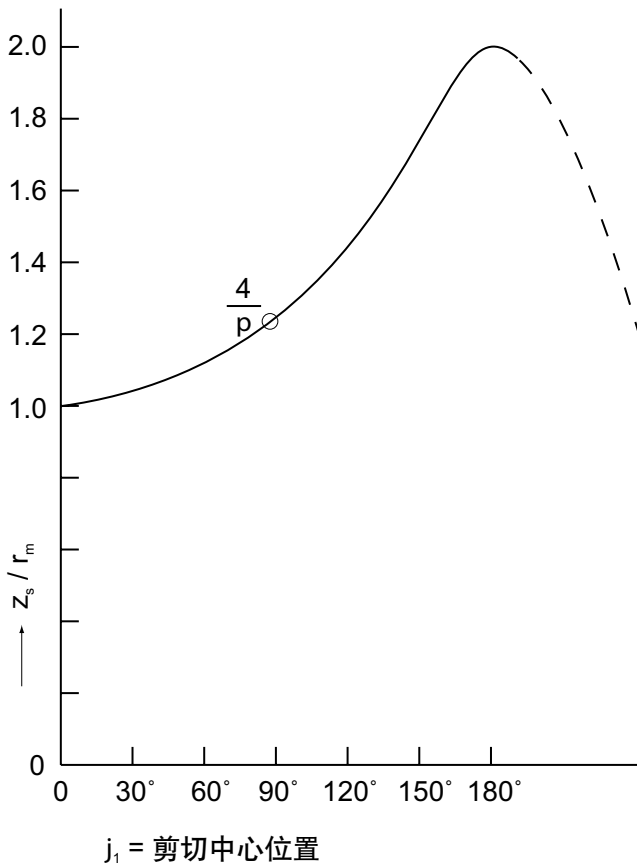


图 12 剪切中心位置。

在案例 II（插槽与力 P 的方向一致）中， $r=b$ ， $\varphi=0$  处的弯矩为

$$M_{II} = \frac{P}{n+1} \frac{b}{n} \frac{\int_0^{\varphi_1} \Phi_I \sin \varphi (1 - \cos \varphi) d\varphi}{2 \int_0^{\varphi_1} \Phi_I \sin \varphi d\varphi} \quad (10)$$

使用简化假设  $\varphi_0 = \pi$ ， $\varphi_1 = \pi/2$  和  $\Phi_I = \Phi_{II}$ ，用方程式列出单位元素，由此得出结论

$$M_{II} = 0.5M_{II}$$

基于以下原因，很难可靠地估计函数  $\Phi_I$  和  $\Phi_{II}$ 。在“直槽空心圆柱销”一节中，已经证明在销中因压入配合而产生的应力  $\sigma_{ip}$  在横截面的一些部分中等于屈服强度，而在其他部分中仍然在弹性范围内。因力矩  $M_{II}$  或  $M_{III}$  而产生的应力  $\sigma_{II}$  或  $\sigma_{III}$  应加进应力  $\sigma_{ip}$ 。这在将销压入孔时就已经发生塑性形变的部分中是根本不可能的，除非发生应变强化。由于实际情况的复杂性，只能作出概括陈述，在外部载荷 P 相同的情况下， $M_{III}$  小于  $M_{II}$ 。

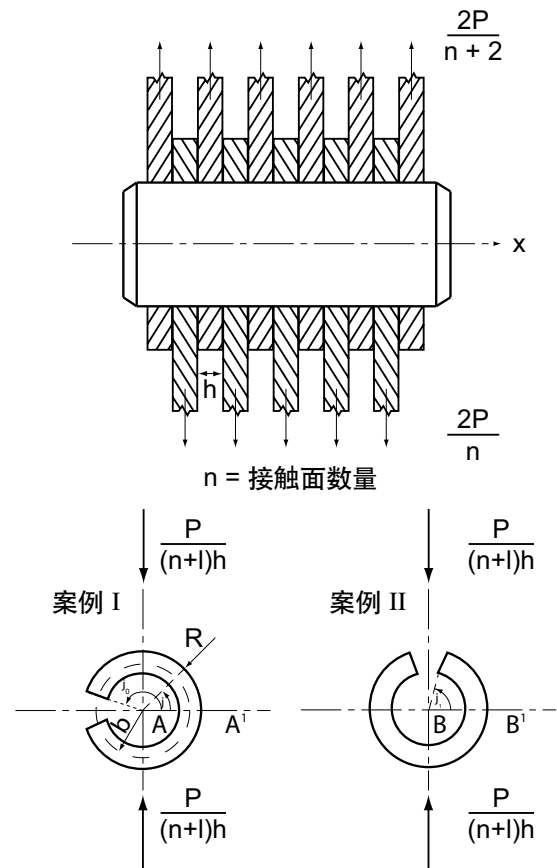


图 13 多功能剪切销。

前述，此排列（开口与力的方向成  $90^\circ$  角）中直槽弹性圆柱销的强度低于其他排列（开口与力的方向一致）中相同销的强度，该销还适用于多功能剪切销。

#### 螺旋卷制弹性圆柱销

假设金属条的厚度  $h$  小于中性纤维的半径，再假设两端——在角坐标  $-\varphi_0$  和  $+\varphi_0$  处——为自由端，横截面剪切中心的位置（如图 4 所示）可以由公式 (4) 计算出来。第一个条件意味着外圈的平均半径与内圈的平均半径之间的差异小到可略而不计。第二个条件满足于金属条的内端  $+\varphi_0$ ，但根本不在内圈的  $-\varphi_0$  端。如已经在“螺旋卷制弹性圆柱销”一节中所提到，该端由隆起得到强大支持，所以外圈的作用几乎像没有开口的管状横截面一样。



因此，剪切中心必须接近于孔中心。该结论经过实验证实，实验表明销孔中金属条端部的定位对剪切强度没有显著影响。

不同轴  $\varphi$  的惯性力矩略有不同。由于隆起的原因，卷制弹性圆柱销的有效直径绝不会小于标称直径，惯性力矩只是略小于具有相同标称直径的实心圆柱销的惯性力矩。因此，可以根据与实心圆柱销的情况一样的考虑来选择合适大小的螺旋卷制弹性圆柱销。

如果只考虑剪切应力，可能会对在同等条件下使用相同尺寸的实心圆柱销和卷制弹性圆柱销提出反对意见。根据图 9，如果剪切应力针对销的合适尺寸构成标准，将会使用“重型载荷”类型（还提供“中型载荷”和“轻型载荷”卷制弹性圆柱销），其横截面大约是具有相同标称直径的实心圆柱销横截面的 75%。如果两个销均由相同材料制成，预计螺旋卷制弹性圆柱销的静剪切强度将会小于实心圆柱销的静剪切强度。但是，根据几个政府机构的规格进行的测试表明卷制弹性圆柱销的静力强度要稍高一些。

该观测数据可能部分是因为实心圆柱销通过支承压力的（因过盈配合而产生的横截面应力和压力）预加了较多应力；而另一部分是因为经过不同的热处理之后，不同材料极限强度的大小不同；还可能因为冶金现象，即发现通过减小试样的厚度可增加材料的极限强度。例如，如果使用厚度为 0.016 英寸的薄板作为个体来比较极限强度，不同厚度薄板的极限强度可以从表 1 选取。

表 1

| 厚度, 英寸 | 极限强度比 |
|--------|-------|
| 0.002  | 1.213 |
| 0.008  | 1.100 |
| 0.012  | 1.042 |
| 0.016  | 1     |
| 0.020  | 0.965 |
| 0.024  | 0.940 |

在动态载荷下，不管是间歇性还是震荡性，销的性能很难通过理论考虑来预测，因为影响因素太多。例如制销材料的疲劳强度、因摩擦力（取决于销与孔之间或要连接部件之间的过盈配合）而产生的震动衰减等。

因此，必须依靠实验，它可以为特殊应用提供更准确的信息，可以在测试中模拟更接近于实际应用的特殊情况。以每分钟 2000 次载荷循环的频率执行<sup>4</sup>这样的测试。为了在合理期限中出现破裂现象，已经选择了变动载荷的大小，在加上和减去二分之一极限静载荷之间交替变化。在这些非常苛刻的条件下，螺旋卷制弹性圆柱销能够比实心或直槽空心弹性圆柱销持续更长的时间；只会在外圈出现破裂现象。

为螺旋卷制弹性圆柱销所记录的大量测试次数大约有 10% 分散。其他类型圆柱销的测试结果分散也比较大。

如果随意从生产线中挑选试样，那么测试结果分散是不可避免的。主要是由销直径的公差造成的。如果假定孔正好是标称直径  $D_0$ ，再假定在标准公差  $\pm e$  范围内，销的标称直径  $D_1$  出现偏离现象，那么支承压力和因压入配合而产生的应力可能导致  $(D_1 \pm e - D_0)/D_0$  的比率差别很大，因为  $D_1 - D_0$  本身是个小量。分散的差异似乎表明不同类型的销受标准公差影响的程度也不同。

<sup>4</sup> 由制造商执行，由发起人指导。

史派洛亚洲总部  
中国上海市, 外高桥保税区  
荷丹路122号 D区D9地块1层  
邮编 200131  
电话: +86 (0) 21 5046-1451  
传真: +86 (0) 21 5046-1540

160-5 Seokchon-Dong  
Songpa-gu, Seoul, 138-844, Korea  
Tel. +86 (0) 21 5046-1451  
Fax. +86 (0) 21 5046-1540

Cité de l'Automobile ZAC Croix Blandin  
18 Rue Léna Bernstein  
51100 Reims, France  
Tel. +33 (0) 3 26 36 31 42  
Fax. +33 (0) 3 26 09 19 76

17 Princewood Road  
Corby, Northants  
NN17 4ET United Kingdom  
Tel. +44 (0) 1536 444800  
Fax. +44 (0) 1536 203415

Ottostr. 4  
80333 Munich, Germany  
Tel. +49 (0) 89 4 111 905 71  
Fax. +49 (0) 89 4 111 905 72

08940 Cornellà de Llobregat  
Barcelona, Spain  
Tel. +34 93 193 05 32  
Fax. +34 93 193 25 43

Sokola Tůmy 743/16  
Ostrava-Mariánské Hory 70900  
Czech Republic  
Tel/Fax. +420 417 537 979

ul. M. Skłodowskiej-Curie 7E / 2  
56-400, Oleśnica, Poland  
Tel. +48 71 399 44 55

30 Rock Avenue  
Danielson, Connecticut 06239 U.S.A.  
Tel. +1 (1) 860.774.8571  
Fax. +1 (1) 860.774.2048

321 Remington Road  
Stow, Ohio 44224 U.S.A.  
Tel. +1 (1) 330.920.3655  
Fax. +1 (1) 330.920.3659

3103 St. Etienne Boulevard  
Windsor, Ontario N8W 5B1 Canada  
Tel. +1 (1) 519.974.3334  
Fax. +1 (1) 519.974.6550

Carretera a Laredo KM 16.5 Interior E  
Col. Moisés Saenz  
Apodaca, N.L. 66613 México  
Tel. +52 (01) 81 8385 4390  
Fax. +52 (01) 81 8385 4391

Rua Mafalda Barnabé Soliane, 134  
Comercial Vitória Martini, Distrito Industrial  
CEP 13347-610, Indaiatuba, SP, Brazil  
Tel. +55 (0) 19 3936 2701  
Fax. +55 (0) 19 3936 7121



最新的规格和标准详情请参考[www.SPIROL.cn](http://www.SPIROL.cn)。

**SPIROL** 应用工程师将了解您的应用需求, 与您的设计团队合作, 为您推荐最佳的解决方案。如要开始此流程, 可选择访问我们的**最佳应用工程**门户网站:  
[www.SPIROL.cn](http://www.SPIROL.cn)。

ISO/TS 16949  
ISO 9001

电子邮件: [info-cn@SPIROL.com](mailto:info-cn@SPIROL.com)