

# 液压元件连接螺钉的强度计算

液压阀联合设计组

**提要** 本文介绍的螺钉强度计算方法是液压阀联合设计组在320公斤力/厘米<sup>2</sup>高压液压阀系列设计中实际使用的计算方法,文中谈到液压元件连接螺钉的受力分析、强度计算、简易计算以及材料的选取。

液压元件中的可拆连接部位,常用螺钉来紧固。液压元件的连接螺钉,不仅要保证连接牢固,而且要保证接合面密封可靠。此外,螺钉材料与被连接件材料也应适当搭配,以免有一方过早损坏。下面从受力分析入手,介绍液压元件连接螺钉的强度计算。

## 受力分析

液压元件连接螺钉所受的作用力包括元件内部油液压力引起的拉力(工作载荷)及旋紧螺钉时产生的预紧力和预紧力矩。所以,计算螺钉的应力时应考虑工作载荷和预紧力所造成的拉应力和预紧力矩所造成的剪切应力。

当应力小于材料屈服极限时,螺钉及被连接件的变形与所受作用力成比例。旋紧螺钉时,在预紧力 $P_Y$ 的作用下,螺钉伸长 $e_L$ (图1)。同时,被连接件受到同样大小的压缩力的作用而缩短 $e_F$ (图2)。可以把图1与图2合并成图3。从图中可以得出螺钉刚度 $C_L$ 和被连接件刚度 $C_F$ :

$$C_L = \tan \alpha = P_Y / e_L \text{ (公斤力/厘米)} \quad (1)$$

$$C_F = \tan \alpha_F = P_Y / e_F \text{ (公斤力/厘米)} \quad (2)$$

承受工作载荷 $P_L$ 时螺钉进一步伸长,而被连接件所受的压缩则有所放松。此时,螺钉的伸长量增加 $e'$ ,被连接件的压缩量减少 $e_L'$ ,原来...预紧力 $P_Y$ 减小为剩余锁紧力 $P_Z$ 。所以,

螺钉所受拉力 $P$ 等于 $P_L$ 与 $P_Z$ 之和,比 $P_Y$ 大 $P_J$ ,即

$$P = P_L + P_Z = P_Y + P_J \quad (3)$$

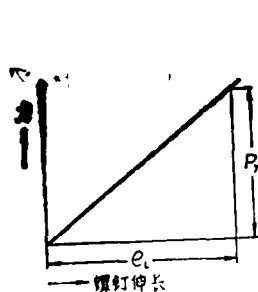


图1 螺钉在预紧力作用下的变形

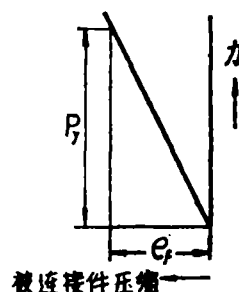


图2 旋紧螺钉时被连接件的变形

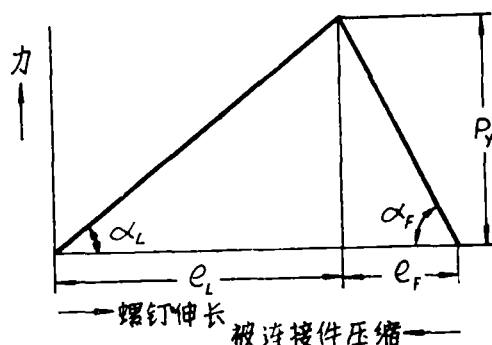


图3 旋紧螺钉时螺钉及被连接件的变形

当油液压力在0与最高压力之间变化时,螺钉所载荷在 $P_Y$ 与 $P$ 之间变化。变化的幅度 $P_J$ 称为循环作用力。从图4中的三角形相似关系可得:

$$P_J = \frac{C_L}{C_L + C_F} P_G \quad (4)$$

把式(4)代入式(3), 得:

$$P = P_Y + \frac{C_L}{C_L + C_F} P_G \quad (5)$$

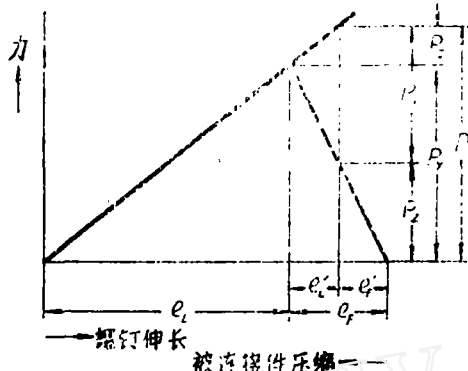


图4 螺钉及被连接件受力与变形的关系

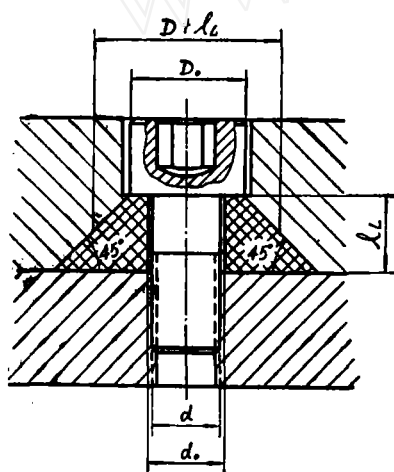


图5 被连接件的变形范围

可以证明

$$\left. \begin{aligned} C_L &= \frac{A E_L}{l_L} \text{ 公斤力/厘米} \\ C_F &= \frac{A_F E_F}{l} \text{ 公斤力/厘米} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中 A—螺钉有效截面积 (厘米<sup>2</sup>)

$E_L$ —螺钉材料的弹性模数 (公斤力/厘米<sup>2</sup>)

$l_L$ —被连接件厚度 (厘米)

$A_F$ —被连接件变形范围当量截面积, 它等于  $(\pi/4)[(D+1)^2 - d^2]$  厘米<sup>2</sup>

(参见图5)。

$E_F$ —被连接件材料的弹性模数 (公斤力/厘米<sup>2</sup>)

对于现有的高压阀结构来说,

$$C / (C + C_F) = 0.11 \sim 0.3$$

预紧力矩可按下式计算:

$$M_Y = P_Y (d_2/2) \tan(\alpha + \rho) \text{ 公斤力} \cdot \text{厘米} \quad (7)$$

式中  $P_Y$ —预紧力 (公斤力)

$d_2$ —螺纹中径 (厘米)

$\alpha$ —螺纹螺旋角 (度)

$\rho$ —当量摩擦角 (度)

## 强度计算

进行强度计算时, 工作载荷  $P_G$  是已知数。

为了保证连接牢固和接合面密封可靠, 螺钉预紧力不应小于工作载荷。考虑到系统油液压力的波动, 螺钉预紧力  $P_Y$  可按下式确定:

$$P_Y = \varphi P_G \text{ 公斤力} \quad (8)$$

式中  $\varphi$ —压力冲击系数, 针对液压元件的压力冲击情况, 可取为 1.2

循环作用力  $P_L$  按下式确定:

$$P_J = \varphi \eta \frac{C_L}{C_L + C_F} P_G \text{ 公斤力} \quad (9)$$

式中  $\eta$ —应力集中系数, 可取为 1.76

$\varphi$ —压力冲击系数

式(9)是考虑到  $P_J$  的疲劳效应和压力冲击的影响, 在式(4)中引入系数  $\eta$  与  $\varphi$  而得出的。

把式(8)和式(9)代入式(3), 得轴向总载荷

$$P = \varphi (1 + \eta \frac{C_L}{C_L + C_F}) P_G \quad (10)$$

轴向总载荷造成的螺钉拉应力

$$\sigma_0 = \frac{\varphi (1 + \eta \frac{C_L}{C_L + C_F}) P_G}{0.95 \frac{\pi}{4} d_1^2} \text{ 公斤力/厘米}^2 \quad (11)$$

式中  $\varphi$ —压力冲击系数

$\eta$ —应力集中系数

$C$ —螺钉刚度 (公斤力/厘米)

$C_F$ —被连接件刚度 (公斤力/厘米)

$P_G$ —工作载荷 (公斤力)

$d_1$ —螺纹内径 (厘米)

式 (11) 中的 0.95 是考虑到按螺纹内径来计算的截面积与螺钉有效截面积的差异而引入的修正系数。

把式 (8) 代入式 (7), 得预紧力矩

$$M_Y = \varphi P_G (d_2/2) \tan(\alpha + \rho) \text{ 公斤力} \cdot \text{厘米} \quad (12)$$

式中  $d_2 = d - 0.6495t$

$$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi d_2} = 1.5^\circ \sim 3.5^\circ$$

$$\rho = \arctan \frac{\tan \rho'}{\cos \beta} \quad (13)$$

而  $d$ —螺纹外径 (厘米)

$t$ —螺距 (厘米)

$\rho'$ —螺纹摩擦角, 可取  $\tan \rho' = 0.1$

$\beta$ —螺纹牙形半角, 对于公制螺纹, 其值为  $30^\circ$

预紧力矩所造成的螺钉剪切应力

$$\tau_Y = \frac{\varphi P_G \frac{d_2}{2} \tan(\alpha + \rho)}{0.925 \frac{\pi}{16} d_1^3} \text{ 公斤力/厘米}^2 \quad (14)$$

式中的 0.925 是考虑到按螺纹内径  $d_1$  来计算抗扭截面矩量所带来的误差而引入的修正系数。

按第四强度理论, 螺钉的组合应力

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_Y^2} \text{ 公斤力/厘米}^2 \quad (15)$$

进行强度计算时, 先按式 (11) 和式 (14)

分别求出螺钉拉应力与剪切应力, 再代入式

(15) 求出组合应力。所求得组合应力应满足

下列强度条件:

$$\sigma_z \leq \frac{\sigma_s}{n} \quad (16)$$

式中  $\sigma_s$ —螺钉材料的屈服极限 (公斤力/厘米<sup>2</sup>)

$n$ —安全系数

由于在计算应力的过程中已经考虑了液压

冲击、应力集中等因素的影响, 所以安全系数可以取得小一些。我们在计算中取  $n = 1.4$ 。

## 简 易 计 算

上面介绍的强度计算方法还是比较烦琐的。如能找出组合应力与按工作载荷算出的计算应力之间的比例关系, 并把比例系数折算到许用应力中, 将使计算大为简化。这里, 我们引入计算应力  $\sigma$  的概念:

$$\sigma = 4P_G / \pi d_1^2 \text{ 公斤力/厘米}^2 \quad (17)$$

式中  $P_G$ —工作载荷 (公斤力)

$d_1$ —螺纹内径 (厘米)

$$\text{取 } \varphi = 1.2, \eta = 1.76, C_L / (C_L + C_F) = 0.25,$$

代入式 (11), 得

$$\sigma = \frac{1.2(1 + 1.76 \times 0.25)}{0.95} \frac{4P_G}{\pi d_1^2} = 1.82\sigma \quad (18)$$

取  $d_2 \approx 1.1d_1$ ,  $\alpha = 2.5^\circ$ ,  $\rho = 6.6^\circ$ , 代入式 (14), 得

$$\tau = \frac{1.2 \times (1.1d_1/2) \times \tan(2.5^\circ + 6.6^\circ)}{0.925 \times \frac{\pi}{16} d_1^3} \frac{4P_G}{\pi d_1^2} = 0.457\sigma \quad (19)$$

将式 (18) 与式 (19) 代入式 (15), 得

$$\sigma_z = \sqrt{1.82^2 + 3 \times 0.457^2} \sigma = 1.985\sigma \quad (20)$$

把式 (20) 代入式 (16), 得

$$1.985\sigma \leq \sigma_s / 1.4 \quad (21)$$

式 (21) 可改写成:

$$\sigma \leq \frac{\sigma_s}{1.985 \times 1.4} = 0.36\sigma_s \quad (22)$$

合并式 (17) 与 (22), 得

$$\frac{4P_G}{\pi d_1^2} \leq 0.36\sigma_s \quad (23)$$

式 (23) 就是进行简易计算的强度条件, 它说明, 按螺钉工作载荷和螺纹内径算出的计算应力应小于螺钉材料屈服极限的 0.36 倍。

## 材料选取

螺钉材料多用35号、45号碳钢或高强度合金钢。螺钉材料与被连接件材料应适当搭配,二者的极限应力应满足下列关系:

$$\frac{\sigma_{SL}}{\sigma_{bF}} \leq 2.8 \quad (24)$$

式中  $\sigma_{SL}$ —螺钉材料的屈服极限

$\sigma_{bF}$ —被连接件材料的强度极限

根据式(24)的要求,结合我国的实际情况,我们在高压液压阀系列设计中选用15MnVB高强度合金钢作螺钉材料,选用HT30-54铸铁作阀体材料。这时,

$$\sigma_S = 8000 \text{ 公斤力/厘米}^2$$

$$\sigma_F = 3000 \text{ 公斤力/厘米}^2$$

$$\frac{\sigma_{SL}}{\sigma_{bF}} = 2.65 < 2.8$$

满足式(24)的要求。

# 气动控制 程序预选半自动车床

清华大学工程力学系气动组

**提要** 本文介绍的半自动车床是加工轴承环用的,它操作简单、工效高,并有五种程序可供选用。文中介绍该车床的夹紧机构、气液阻尼缸及气动回路的设计。

一九七五年我们与河北省晋县工业局联合举办的气动短训班,在晋县轴承厂设计安装了三台程序预选半自动车床。自投产以来,这些车床运转正常,气动回路没有发生过大故障,各种气动元件经受了环境的考验。实践证明,这些车床的生产效率和加工适应能力超过了设计时的预想。加工一个“206”轴承外环,最快时仅需10秒;加工较大的工件一般也仅需30秒;能加工的最大直径为150毫米。这些车床由于减轻了劳动强度、提高了工效、又无采用液压时的漏油之弊,深受工人欢迎。

该车床的夹紧、进给动作均采用气压传动来实现。夹紧气缸装在床头箱尾部,主轴前端法兰上可根据需要安装气动三爪卡盘或弹簧卡头。纵向、横向拖板由气液阻尼缸驱动。采用机械让刀。该车床有五种程序(即车外圆平端面、车内孔平端面、车外圆、车内孔、平端面)供选用。耗气量为0.145米<sup>3</sup>/分(自由空

气)。

### 夹紧机构与夹紧气缸

夹紧轴承环的机构由夹紧气缸和弹簧卡头(或气动三爪卡盘)组成,见图1。我们所用的夹紧气缸是自行设计的。与国内使用得较为广泛的回转式气缸和固定式夹紧缸相比,它有一些特点。回转式夹紧缸的缸体及活塞都随着主轴一起旋转,如果转动部分质量偏心,则会使主轴振动,影响加工精度并缩短主轴轴承寿命。固定式夹紧缸的活塞与主轴间只设推力轴承,夹紧力和切削力都由该轴承负担,轴承寿命较短。我们设计的夹紧气缸的缸体4装在床头箱5尾部,而不装在主轴6上。工作时缸体和活塞3都不随主轴一起旋转。在活塞与拉杆7之间装有径向推力轴承1,可以分担推力轴承2所受的负载。车外圆时,活塞左移,带动拉杆拉紧弹簧卡头,卡头胀套8外径胀大,胀紧工件9内孔,即可切削。松夹时,活