

北京机械工程学會
年會論文選集

(下 册)

B **MES** 1979

北京机械工程学会学术年会论文选集(下册)

目 录

五、压 力 加 工 篇

- 冷挤压组合凹模的最佳设计..... 王祖唐 (1)
- 从撞击负荷论高速锤的问题和发展..... 北京工业学院高速锤组 (18)
- 斜轧辊形曲面的理论分析..... 马香峰 (39)
- 予应力钢丝缠绕超高压筒体的应力及变形分析..... 颜永年 (49)

六、热 处 理 篇

- 加氧气体软氮化法的研究和应用..... 李泉华 (73)
- 离子氮化炉中气体流动速度及合理供氮量的研究
..... 北京机床研究所七室 (89)
- 材料加工工艺因素对氮化层力学性能的影响..... 苟毓阔 (102)

七、粉 末 冶 金 篇

- 在烧结过程中通过扩散机构的物质迁移..... 赖和怡 (112)
- 钼锰耐磨烧结钢的研究..... 王朝泉 王菊琴 黄 雁 (121)
- 粉末冶金高速钢的性能..... 王洪海 曹勇家 (150)

机械制造中的粉末冶金.....	韩凤麟 (167)
-----------------	-----------

八、焊 接 篇

薄壁园筒单道环形对接焊缝所引起的残余应力与变形.....	关 桥 (179)
------------------------------	-----------

18M_nM_oN_b钢再热裂纹形成机制及防止措施的研究

.....	王英妹 梁东图 瞿玫玲 (186)
-------	-------------------

点焊、缝焊的进展与前景.....	陈幼松 (200)
------------------	-----------

九、铸 造 篇

球铁轴的脆性断裂分析.....	颜丽珊 (208)
-----------------	-----------

用连续冲洗法测定型砂含泥量的研究.....	于震宗 (215)
-----------------------	-----------

在磨料磨损条件下耐磨白口铸铁的应用.....	王兆昌 (229)
------------------------	-----------

熔模铸造交替硬化新工艺的研究.....	清华大学铸造教研室 (235)
---------------------	-----------------

铸铁保温炉的应用和工频无芯短线圈保温炉的设计.....	张武城 (246)
-----------------------------	-----------

冷挤压组合凹模的最佳设计

王祖唐

内 容 摘 要

本文对冷挤压予应力组合凹模的应力和应变以及最佳设计的原理进行了系统的分析,对设计计算时所要求的凹模工作内压的确定,过盈量的计算,凹模高度的影响和各圈材料许用应力的选定等作了全面的说明。

一、挤压凹模的工作内压

近年来少无切削锻压加工的迅速发展,越来越广泛地采用冷挤压工艺。冷挤压时金属的变形抗力大,凹模承载很高的工作内压,容易破裂。冷挤压凹模的合理设计和加工制造,常是实现冷挤压技术的一个关键问题。冷挤压凹模多采用予应力结构。施加予应力的方式目前主要是多层压配和钢丝缠绕两种。这里专门讨论多层压配予应力挤压凹模的设计原理。

设计挤压模时,首先要确定凹模在挤压时的最大工作内压。在冲头的压力作用下,凹模内的坯料发生塑性变形得出需要形状的锻压件。挤压力的大小和坯料的机械性能、形状尺寸、挤压变形量、模具结构以及润滑状况相关。要精确计算挤压力,工作复杂。生产中一般多采用经验公式或诺模图计算。例如冷挤压低碳钢,正挤时坯料经过磷化和皂化处理,模具表面光洁,坯料的高度和直径比等于1,坯料的单位面积平均挤压力 q 可按下式计算

$$q = \sigma (1.15 + 3.45 \ln \frac{F_0}{F}) \quad (1)$$

式中 σ 为坯料在挤压前的屈服极限, F_0 为坯料的截面积, F 为挤压工件的截面积, F_0/F 为挤压比,

在平均压力 q 的作用下,坯料对凹模内壁产生侧向的工作内压 P 如图1所示。在工作内压 P 的作用下,凹模圆筒体内引起切向拉应力 σ_t ,径向的压应力 σ_r ,以及轴向的应力 σ_z ,如图2所示。当这些应力的合成应力或等效应力超过凹模材料的强度极限,凹模就要破裂,

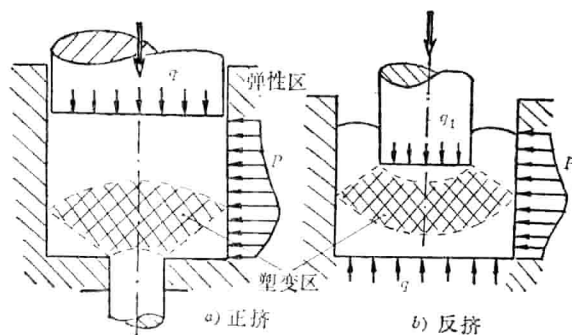


图1 挤压时凹模的工作内压P

P的大小和q相关，现说明如下。

设挤压圆筒的刚度很大，弹性应变很小近于零，根据应力应变关系，可知

$$\frac{P}{E} - \mu \frac{P+q}{E} = 0$$

或

$$P = \frac{\mu q}{1 - \mu}$$

上式中E为弹性模量， μ 为泊桑比。

在弹性区， $\mu = 0.3$ ， $P = 0.43q$

在塑变区， $\mu = 0.5$ ， $P = q$

在实际挤压过程，坯料只某部分塑性变形如图1所示。其余部分是从弹性过渡到塑性变形。根据一些试验的测量结果（附注1），在坯料的塑变区范围内， $P = q$ 。在弹性区内，如润滑良好 $P \approx (0.5 \sim 0.8) q$ 因此凹模内工作内压 P_1 沿高度方向的分布随变形状态而异，需要具体分析，例如挤压轴承外环时，如已知挤压力Q，平均工作内压 P_1 可按下式计算，如图3所示，

$$P_1 = \frac{Q(1 - f \tan \alpha)}{\pi dh (\tan \alpha + f)} \quad (2)$$

式中f为冲头和坯料间的摩擦系数。

为了安全起见，在一般情况下，可设 $P = q$ ，根据目前所用凹模材料的强度水平和使用经验，当 $P_1 \leq 110$ 公斤/毫米² 时，凹模筒可不采用予应力结构，当 $110 < P \leq 160$ 公斤/毫米² 时，凹模筒可采用两层压配予应力结构，当 $160 < P_1 \leq 200$ 公斤/毫米²，凹模筒可采用三层压配予应力组合结构。如 $P_1 > 200$ 公斤/毫米²，要根据具体情况采取加强措施。

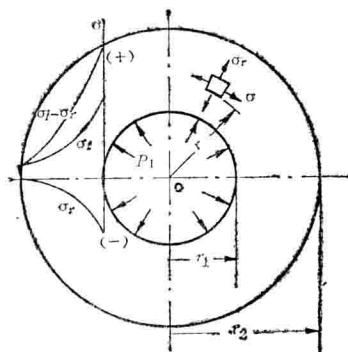


图2 在工作内压 P_1 作用下，凹模圆筒体内的应力分布

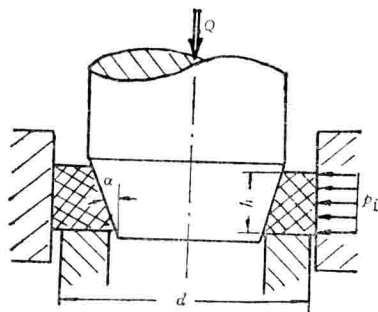


图3 挤压轴承外环时的工作内压 P_1

二、厚壁圆筒的应力和应变分析

冷挤压凹模一般都是厚壁圆筒体，如图2所示。设圆筒的内半径 r_1 ，外半径 r_2 ，在工作内压 P_1 和外压 P_2 作用下，假设没有轴向力，则截面内任意一点半径为 r 处的切向应力 σ_t 和径向应力 σ_r 可按拉美公式求出，公式的推导见附录，即

$$\left. \begin{aligned} \sigma_t &= \frac{r_1^2 P_1 - r_2^2 P_2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(P_1 - P_2) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \\ \sigma_r &= \frac{r_1^2 P_1 - r_2^2 P_2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(P_1 - P_2) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

任意一点位移 u 可按下式求出。

$$u = \frac{1-\mu}{E} \frac{r_1^2 P_1 - r_2^2 P_2}{r_2^2 - r_1^2} r + \frac{1+\mu}{E} \frac{r_1^2 r_2^2 (P_1 - P_2)}{r_2^2 - r_1^2} \frac{1}{r} \quad (4)$$

因此，当园筒只有内压 P_1 作用时， $P_2 = 0$ ，(3)式变成

$$\left. \begin{aligned} \sigma_t &= \frac{r_1^2 P_1}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r^2} \right) \\ \sigma_r &= \frac{r_1^2 P_1}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

应力分布如图4(a)所示。应力 σ_t 和 σ_r 的绝对值都是在内壁 $r = r_1$ 处最大，随 r 的增大则逐渐减小。

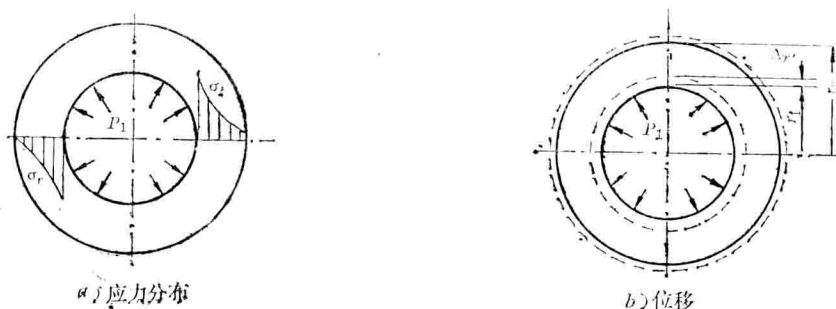


图4 只有内压 P_1 作用的厚壁园筒

园筒的内半径 r_1 在 P_1 作用下扩大，增量 $\Delta r'$ 为 $r = r_1$ 时的位移，由(4)式可知

$$\begin{aligned} \Delta r' = u(r = r_1) &= \frac{1-\mu}{E} \frac{r_1^3 P_1}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{1+\mu}{E} \frac{r_1 r_2^2 P_1}{r_2^2 - r_1^2} \\ &= \frac{r_1 P_1}{E} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \mu \right) \end{aligned}$$

当园筒只有外压 P_2 作用， $P_1 = 0$ ，(3)式变为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_t &= - \frac{r_2^2 P_2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_1^2}{r^2} \right) \\ \sigma_r &= - \frac{r_2^2 P_2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

这时 σ_t 和 σ_r 都为压应力，如图 5 所示。 σ_t 的最大绝对值仍在园筒内壁， σ_r 的最大绝对值则在园筒外表面。

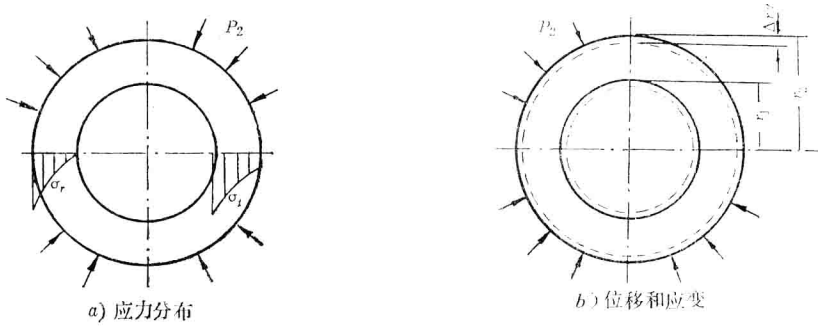


图 5 只有外压 P_2 作用的厚壁园筒

园筒的外半径 r_2 在 P_2 作用下缩小，压缩量 $\Delta r''$ 为 $r = r_2$ 时的位移 u ，由 (4) 式可知

$$\begin{aligned}\Delta r'' = u(r = r_2) &= \frac{1 - \mu}{E} \frac{(-P_2 r_2^3)}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{1 + \mu}{E} \frac{(-P_2) r_1 r_2}{r_2^2 - r_1^2} \\ &= -\frac{r_2 P_2}{E} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \mu \right)\end{aligned}$$

三、压配予应力组合园筒的应力和变形

设冷挤压凹模采用整体厚壁园筒，外径为 $2r_2$ ，内径为 $2r_1$ ，外径和内径之比 $k_0 = \frac{r_2}{r_1}$ 。凹模的工作内压为 P_1 ，由 (5) 式可知凹模内壁的应力为

$$\sigma_t = \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} P_1 = \frac{k_0^2 + 1}{k_0^2 - 1} P_1$$

$$\sigma_r = -P_1$$

根据第三强度理论，凹模内壁的等效应力为

$$\sigma_t - \sigma_r = \frac{2 k_0^2}{k_0^2 - 1} P_1 \quad (9)$$

设凹模材料的许用应力 $[\sigma]$ ，如要求凹模安全，则

$$\sigma_t - \sigma_r \leq [\sigma]$$

$$P_1 \leq \frac{k_0^2 - 1}{2 k_0^2} [\sigma]$$

如 $[\sigma] = 230$ 公斤/毫米²， $k_0 = 6$ ，则要求

$$P_1 \leq 112 \text{ 公斤/毫米}^2$$

为要提高挤压凹模的承压能力，再增大凹模外径和 k_0 值，效益不大。需要采用予应力结构。

压配予应力组合园筒是将整体厚壁园筒分成两个以上的同心园筒，在内外园筒相接的表面在直径上做出过盈配合，配合面带很小的锥角（一般小于 $1^\circ 30'$ ），然后压合，或不带锥角在加 热

到一定温度再相互套在一起冷缩后配合。这样内外圆筒之间产生相互作用的予紧内压如图 6 中的 P_3 ，这时内圈在予紧压力 P_3 作用下缩小，圈内引起切向的压应力，成为予应力，而外圈则在 P_3 作用下而扩大，产生切向拉应力。内圈内表面的予紧压应力和由于工作内压引起的拉力相叠加，结果使内圈的实际应力比没有予应力时降低了。予应力愈大，凹模能承载的工作内压 P_1 也愈大。

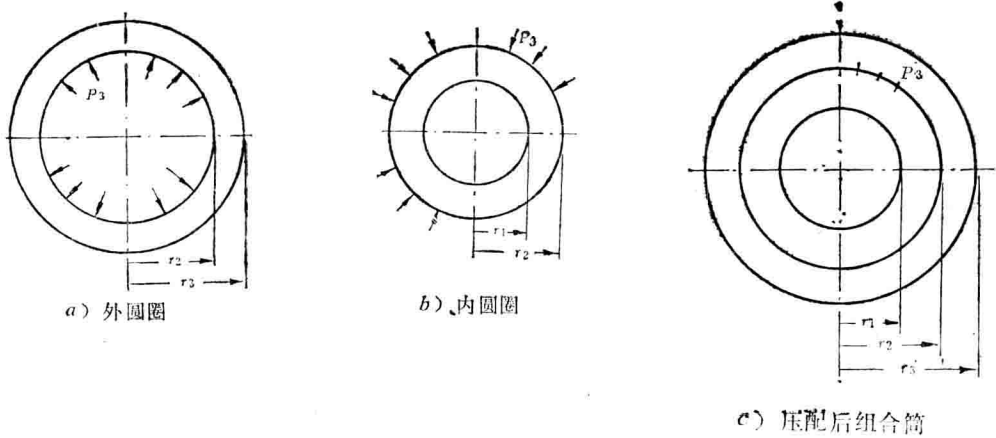


图 6 压配组合筒

予应力的大小由予紧力 P_3 确定，而 P_3 由过盈量确定，可以计算如下。

设内外圈之间的过盈量为 Δd ，半径差 $\Delta r = \frac{\Delta d}{2}$ ，压合后内圈在 P_3 作用下，外半径缩小 $\Delta r''$ 。外圈在 P_3 作用下；内半径扩大 $\Delta r'$ 。根据变形协调关系，可知

$$\Delta r' + \Delta r'' = \Delta r \quad (10)$$

从 (6) 式可知，如 $P_1 = P_3$ ， $r_1 = r_2$ ， $r_2 = r_3$ ，则

$$\Delta r' = \frac{r_2 P_3}{E} \left(\frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} + \mu \right)$$

又从 (8) 式知，如 $P_2 = P_3$ ，则

$$\Delta r'' = - \frac{r_2 P_3}{E_1} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \mu_1 \right)$$

将以上 $\Delta r'$ 和 $\Delta r''$ 值代入 (10) 式，得

$$\frac{r_2 P_3}{E} \left(\frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} + \mu \right) + \frac{r_2 P_3}{E_1} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \mu_1 \right) = \Delta r = \frac{\Delta d_2}{2} \quad (11)$$

如 $E_1 = E$ ， $\mu_1 = \mu$ ，则

$$P_3 = \frac{E \Delta d_2}{d_2} \frac{(r_3^2 - r_2^2)(r_2^2 - r_1^2)}{2r_2^2(r_3^2 - r_1^2)} \quad (12)$$

已知 P_3 后，可由 (5) 式和 (7) 式算出内外圈各点在压配后予紧状态下的应力。再加上在工作内压 P_1 作用下所引起的应力，即可求出组合筒内各点在工作状态下的实际应力。

例：计算冷挤压凹模内各圈的最大应力，设工作内压 $P_1 = 160$ 公斤/毫米² 采用三层压配予

应力组合结构如图 7 所示。各圈的半径和过盈量为 $r_1 = 68$ 毫米, $r_2 = 102$ 毫米, $r_3 = 162$ 毫米, $r_4 = 250$ 毫米, $\Delta d_2 = 1.2$ 毫米, $\Delta d_3 = 0.6$ 毫米。

1、在工作内压 P_1 作用下, 内圈内壁 $r = r_1$, 中圈内表面 $r = r_2$, 外圈内表面 $r = r_3$ 和外圈外表面 $r = r_4$ 处的 σ_t 和 σ_r 可将以上数值分别代入 (5) 式求出,

$$\sigma_t = \frac{68^2 p_1}{250^2 + 68^2} \left(1 + \frac{250^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_r = \frac{68^2 p_1}{250^2 - 68^2} \left(1 - \frac{250^2}{r^2} \right)$$

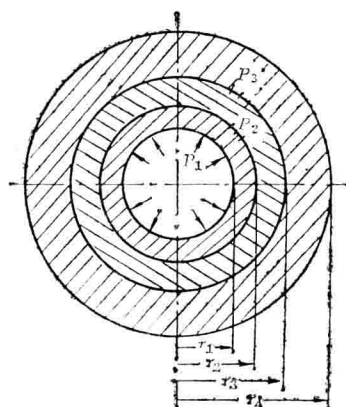


图 7 三层压配组合冷挤压筒

$r =$	r_1	r_2	r_3	r_4
σ_t	$1.16p_1$	$0.56p_1$	$0.27p_1$	$0.16p_1$
σ_r	$-p_1$	$-0.4p_1$	$-0.11p_1$	0

2: 压配后的预应力, 按照装配次序先将中圈压入外圈, 再将内圈压入中圈和外圈的组合筒内, 分别计算如下。

(a) 中圈先压入外圈, 过盈量 $\Delta d_3 = 0.6$ 毫米, 由 (12) 式得

$$p_3 = \frac{2.1 \times 10^4 \times 0.6}{2 \times 162} \frac{(250^2 - 162^2)(162^2 - 102^2)}{2 \times 162^2 (250^2 - 102^2)} = 8.2 \text{ 公斤/毫米}^2$$

由于 P_3 作用, 外圈内外表面的应力由 (5) 式求出。

$$\sigma_t = \frac{162^2 p_3}{250^2 - 162^2} \left(\frac{1 + 250^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_r = \frac{162^2 p_3}{250^2 - 162^2} \left(1 - \frac{250^2}{r^2} \right)$$

$r =$	r_3	r_4
σ_t	$245p_3$	$1.45p_3$
σ_r	$-p_3$	0

由于 P_3 作用, 中圈内表面的应力由 (7) 式求出。

$$\sigma_t = - \frac{2 \times 162^2 P_3}{162^2 \times 102^2} = -3.3 P_3$$

$$\sigma_r = 0$$

(b) 内圈最后压入中圈和外圈的组合筒, 过盈量 $\Delta d_2 = 1.2$ 毫米, 装配压力 P_2 由 (12) 式得

$$P_2 = \frac{2.1 \times 10^4 \times 1.2}{2 \times 102} \frac{(250^2 - 102^2)(102^2 - 68^2)}{2 \times 102^2 (250^2 - 68^2)} = 30.8 \text{ 公斤/毫米}^2$$

由于 P_2 的作用, 内圈内壁的预应力由 (7) 式算出, 得

$$\sigma_t = -\frac{2 \times 102^2}{102^2 - 68^2} - P_2 = -3.6 P_2$$

$$\sigma_r = 0$$

由于 P_2 的作用，中圈内壁和外圈的内外表面的预应力由（5）式分别算出。

$$\sigma_r = \frac{102^2 P_2}{250^2 - 102^2} \left(1 + \frac{250^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_r = \frac{102^2 P_2}{250^2 - 102^2} \left(1 - \frac{250^2}{r^2} \right)$$

r =	r ₂	r ₃	r ₃
σ_t	1.4 P ₂	0.68 P ₂	0.4 P ₂
σ_r	- P ₂	- 0.28 P ₂	0

组合筒体在工作状态下各圈的实际应力为由 P_1 、 P_2 和 P_3 同时作用下各圈应力的叠加结果。将各数值代入后计算，得

r =	r ₁ 内圈内壁	r ₂ 中圈内壁	r ₃ 外圈内壁	r ₄ 外圈外表
σ_r 公斤/毫米	74	104.5	83.9	49.7
σ_t "	- 160	- 95	- 34.4	0
等效应力 $\sigma_t - \sigma_r$	234	919.5	118	49.7

根据以上计算结果，内圈、中圈和外圈可分别选择能满足需要强度的材料和热处理规范。但在设计中有时因各圈直径和过盈量选择不当，需要反复核算，工作量很大。

四、组合凹模的最佳设计

压配预应力组合凹模的最佳设计是要求所设计的组合模，在工作的内压作用下，内圈、中圈和外圈的应力各自达到材料的许用应力，充分利用各层模圈材料的强度。在相同的外径尺寸下，可达到最大的承载内压。设计分两种情况。一种情况是当工作内压作用下，凹模内壁允许出现拉应力。另一种情况是当工作内压作用下，凹模内壁不出现拉应力。现分别讨论如下。

1、凹模内壁允许出现拉力的最佳设计

推导公式时，应力状态的基本假设和前相同。（3）、（5）和（7）式仍然适用。当厚壁园筒受内压 P_1 和外压 P_2 时，由（3）式得出园筒内壁的等效应力

$$\sigma_t - \sigma_r = \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} (P_1 - P_2)$$

设内圈或凹模的许用应力 $[\sigma_t]$ ，根据第三强度理论，得

$$\sigma_t - \sigma_r = [\sigma_t] = \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} (P_1 - P_2)$$

或

$$P_1 - P_2 = \frac{[\sigma_1]}{2} \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2} = \frac{[\sigma_1]}{2} (1 - Q_1^2) \quad (13)$$

$$\text{式中 } Q_1 = \frac{r_1}{r_2}$$

同理，对于中圈可得

$$P_2 - P_3 = \frac{[\sigma_2]}{2} (1 - Q_2^2) \quad (14)$$

$$\text{式中 } [\sigma_2] \text{ 为中圈材料的许用应力, } Q_2 = \frac{r_2}{r_3}$$

对于外圈可得

$$P_3 = \frac{[\sigma_3]}{2} (1 - Q_3^2) \quad (15)$$

$$\text{式中 } [\sigma_3] \text{ 为外圈材料许用应力, } Q_3 = \frac{r_3}{r_4}$$

如为两层组合模，则(14)式中的 $P_3 = 0$

将(13)、(14)和(15)式相加，得

$$P_1 = \frac{1}{2} \left\{ [\sigma_1] (1 - Q_1^2) + [\sigma_2] (1 - Q_2^2) + [\sigma_3] (1 - Q_3^2) \right\} \\ = \frac{1}{2} \left\{ [\sigma_1] (1 - Q_1^2) + [\sigma_2] (1 - Q_2^2) + [\sigma_3] \left(1 - \frac{Q_2^2}{Q_1^2 Q_2^2} \right) \right\} \quad (16)$$

$$\text{式中 } Q = Q_1 Q_2 Q_3 = \frac{r_1}{r_4} = \frac{1}{K_0}$$

组合模厚度的最合理分配是当变化 Q_1 或 Q_2 使工作内压 P_1 达到极大值。将 P_1 值对 Q_1 或 Q_2

取偏导数，使 $\frac{\partial P_1}{\partial Q_1} = 0$ ，和 $\frac{\partial P_1}{\partial Q_2} = 0$ ，

$$\frac{\partial P_1}{\partial Q_1} = \frac{1}{2} \left\{ -2 [\sigma_1] Q_1 + 2 [\sigma_3] \frac{Q_2}{Q_1^2 Q_2^2} \right\} = 0$$

$$\text{得 } [\sigma_1] Q_1^2 = [\sigma_3] Q_3^2 \quad (17)$$

同理当

$$\frac{\partial P_1}{\partial Q_2} = \frac{1}{2} \left\{ -2 [\sigma_2] Q_2 + 2 [\sigma_3] \frac{Q_2}{Q_3^2 Q_1^2} \right\} = 0$$

得

$$[\sigma_2] Q_2^2 = [\sigma_3] Q_3^2 \quad (18)$$

由(17)和(18)式可知

$$[\sigma_1] Q_1^2 = [\sigma_2] Q_2^2 = [\sigma_3] Q_3^2 \quad (19)$$

$$\text{因 } Q = Q_1 \cdot Q_2 \cdot Q_3 = Q_1 \cdot \sqrt{\alpha_1} Q_1 \cdot \sqrt{\alpha_2} Q_1 = Q_1^3 \sqrt{\alpha_1 \alpha_2}$$

所以最佳的

$$Q_1 = \sqrt[3]{\frac{Q}{\sqrt{\alpha_1 \alpha_2}}} \quad (20)$$

中式

$$\alpha_1 = \frac{[\sigma_1]}{[\sigma_2]}, \quad \alpha_2 = \frac{[\sigma_1]}{[\sigma_3]}$$

将 (16) 式的 Q_2, Q_3 值代入 (16) 式, 得

$$\begin{aligned} P_1 \text{最大} &= \frac{1}{2} \left\{ [\sigma_1] + [\sigma_2] + [\sigma_3] - 3 [\sigma_1] Q_1^2 \right\} \\ &= \frac{[\sigma_1]}{2} \left\{ 1 + \frac{[\sigma_2]}{[\sigma_1]} + \frac{[\sigma_3]}{[\sigma_1]} - 3 Q_1^2 \right\} \end{aligned} \quad (21)$$

解上式得最佳的

$$Q_1 = \sqrt{\frac{1}{3} \left\{ 1 + \frac{[\sigma_2]}{[\sigma_1]} + \frac{[\sigma_3]}{[\sigma_1]} - \frac{2 P_1}{[\sigma_1]} \right\}} \quad (22)$$

因此当给出挤压模设计条件 $P_1, [\sigma_1], [\sigma_2]$ 和 $[\sigma_3]$ 后, 即可由 (22) 式求出 Q_1 , 已知 Q_1 可由 (19) 式求出 Q_2, Q_3 以及 Q 。

从 (22) 式可知, 为使 Q_1 合理, 必需满足条件

$$P_1 < \frac{[\sigma_1] + [\sigma_2] + [\sigma_3]}{2}$$

并恰当地选择各模圈材料。

已知 Q_1, Q_2, Q_3 , 即可定出各层模圈的名义直径 d_2, d_3 和 d_4

在 d_2 和 d_3 配合面, 要求有过盈量 Δd_2 和 Δd_3 以便压合后的组合模达到需要的予应力。过盈量的计算如下:

设 P_2' 为内圈和中外圈之间的配合压力如图 8 所示, 根据第三强度理论, 在工作内压 P_1 作用下, 内圈内壁达到许用应力 $[\sigma_1]$, 由 (5) 式和 (7) 式得

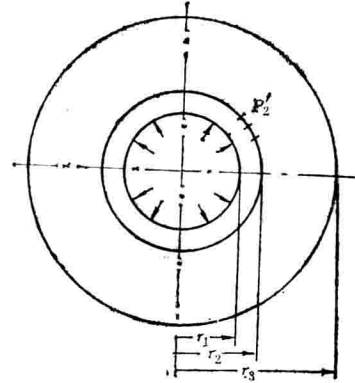


图 8 内圈和中外组合圈的压配

$$\Sigma (\sigma_r - \sigma_t) = [\sigma_1] = \frac{2 r_4^2 P_1}{r_4^2 - r_1^2} - \frac{2 r_2^2 P_2'}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{2 P_1}{1 - Q^2} - \frac{P_2'}{1 - Q_1^2}$$

$$\begin{aligned} \text{或 } P_2' &= \frac{1 - Q_1^2}{2} \left(\frac{2 P_1}{1 - Q^2} - [\sigma_1] \right) \\ &= \frac{1 - Q_1^2}{2(1 - Q^2)} \left\{ 2 P_1 - [\sigma_1] (1 - Q^2) \right\} \end{aligned} \quad (23)$$

已知 P_2' 过盈量 Δd_2 可由 (12) 式算出, 即

$$\Delta d_2 = \frac{d_2}{E} \frac{2 r_2^2 (r_4^2 - r_1^2)}{(r_4^2 - r_2^2) (r_2^2 - r_1^2)} P_2'$$

$$= \frac{d_2}{E} \frac{2(1-Q^2)(1-Q_1^2)}{(1-Q_1^2)(1-Q_2^2 Q_3^2)2(1-Q^2)} \left\{ 2P_1 - [\sigma_1](1-Q^2) \right\}$$

$$= \frac{d_2}{E} \frac{2P_1 - [\sigma_1](1-Q^2)}{1-Q_2^2 Q_3^2} \quad (24)$$

最大的过盈量不能使内圈内壁的予应力超过材料的许用压应力 $[\sigma_1]$ ，即

$$\frac{2P_2'}{1-Q_2^2} \leq [\sigma_1]$$

或

$$P_2' \leq \frac{[\sigma_1]}{2} (1-Q_1^2) \quad (25)$$

将以上关系代入(23)式，可知 P_1 须满足下列条件

$$P_1 \leq [\sigma_1](1-Q^2) \quad (26)$$

一般取 $[\sigma_1] \geq 1.2P_1$ 。

如采用两层组合筒，则以上计算简化为：

$$P_1 \text{最大} = \frac{1}{2} \{ [\sigma_1] + [\sigma_2] - 2[\sigma_1]Q_1^2 \} \quad (27)$$

最佳的

$$Q_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{[\sigma_2]}{[\sigma_1]} - \frac{P_1}{[\sigma_1]} \right\}} \quad (28)$$

$$\Delta d_2 = [\sigma_1] \left\{ \frac{[\sigma_2]}{[\sigma_1]} - Q_1^2 \right\} \quad (29)$$

中圈和外圈之间的过盈量 Δd_3 可同理计算。设 P_3' 为中圈和外圈之间的配合压力如图9所示。中圈内表面在 P_1 、 P_2' 和 P_3' 共同作用下，等效应力由(5)式和(7)式算出，当等效应力达到许用应力 $[\sigma_2]$ 时，得

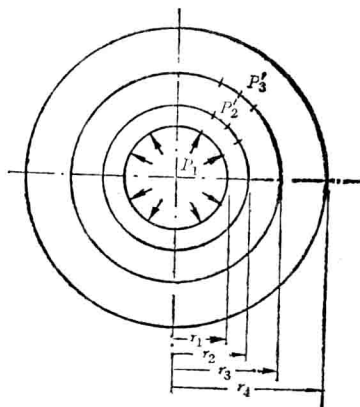


图9 组合筒各层圈之间的配合压力

$$\frac{2Q_1^2 P_1}{1-Q^2} + \frac{2P_2'}{1-Q_2^2 Q_3^2} - \frac{2P_3'}{1-Q_2^2} = [\sigma_2]$$

所以
$$P_3' = \left\{ \frac{2Q_1^2 P_1}{1-Q^2} + \frac{2P_2'}{1-Q_2^2 Q_3^2} - [\sigma_2] \right\} \frac{1-Q_2^2}{2}$$

$$= \frac{[\sigma_1]}{2} \frac{(1-Q_2^2)(1-Q_3^2)}{1-Q_2^2 Q_3^2} \left\{ \frac{[\sigma_3]}{[\sigma_1]} - Q_1^2 \right\} \quad (30)$$

过盈量 Δd_3 由(12)式算出,得

$$\Delta d_3 = \frac{d_3}{E} \frac{2(1-Q_2^2 Q_3^2)}{(1-Q_2^2)(1-Q_3^2)} P'_3 = \frac{d_3}{E} [\sigma_1] \left\{ \frac{[\sigma_3]}{[\sigma_1]} - Q_1^2 \right\} \quad (31)$$

2、凹模内壁不出现拉应力时的最佳设计

挤压凹模或组合筒内圈多用高强材料,为防止凹模内壁开裂和提高疲劳寿命,则要求所设计的组合模在工作内压 P_1 作用下,内壁不出现拉应力,设计原理如下,

由(3)式可知凹模内壁的切向应力 σ_t 为

$$\sigma_t(r_1) = \frac{r_1^2 P - r_2^2 P_2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(P_1 - P_2) r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{1+Q_1^2}{1-Q_1^2} P_1 - \frac{2P_2}{1-Q_1^2}$$

如要 $\sigma_t(r_1) = 0$ 则

$$P_1 = \frac{2P_2}{1+Q_1^2}$$

将(14)式和(15)式相加,得

$$P_2 = \frac{[\sigma_2]}{2} (1-Q_2^2) + \frac{[\sigma_3]}{2} (1-Q_3^2) \quad (33)$$

将上式的 P_2 值代入(32)式,得

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{2}{1+Q_1^2} \left\{ \frac{[\sigma_2]}{2} (1-Q_2^2) + \frac{[\sigma_3]}{2} (1-Q_3^2) \right\} \\ &= \frac{1}{1+Q_1^2} \left\{ \frac{[\sigma_2]}{2} (1-Q_2^2) + [\sigma_3] (1-Q_3^2) \right\} \\ &= \frac{1}{1+Q_1^2} \left\{ [\sigma_2] (1-Q_2^2) + [\sigma_3] (1-\frac{Q^2}{Q_1^2 Q_2^2}) \right\} \end{aligned} \quad (34)$$

上式中 $Q = Q_1 \cdot Q_2 \cdot Q_3$, $Q_3 = \frac{Q}{Q_1 Q_2}$

组合模的最佳设计是在合理分配 Q_1 和 Q_2 ,使承载内压 P_1 达到极大值。将(34)式的 P_1 对 Q_1 和 Q_2 分别取偏导数,

并使 $\frac{\partial P_1}{\partial Q_1} = 0$ 和 $\frac{\partial P_1}{\partial Q_2} = 0$ 得

$$\frac{\partial P_1}{\partial Q_1} = \frac{(1+Q_1^2) [\sigma_3] \frac{Q_2^2}{Q_1^2} \frac{2}{Q_1^3} - 2Q_1 \{ [\sigma_2] + [\sigma_3] - Q_2^2 ([\sigma_2] + [\sigma_3]) \}}{(1+Q_1^2)^2}$$

$$= 0$$

$$\text{或 } (1+Q_1^2) [\sigma_3] Q_3^2 - Q_1^2 (1+Q_1^2) P_1 = 0$$

$$Q_3^2 = \frac{P_1}{[\sigma_3]} Q_1^2 \quad (35)$$

$$\text{同理取 } \frac{\partial P_1}{\partial Q_2} = 0 \text{ 得}$$

$$Q_2^2 = \frac{P_1}{[\sigma_2]} Q_1^2 \quad (36)$$

将 (35) 和 (36) 式的 Q_2 , Q_3 值代入 (34) 式, 得

$$P_{1\text{极大}} = \frac{1}{1+Q_1^2} \{ [\sigma_2] + [\sigma_3] - 2P_{1\text{极大}} \cdot Q_1^2 \}$$

$$\text{或 } P_{1\text{极大}} = \frac{[\sigma_2] + [\sigma_3]}{1+3Q_1^2} \quad (37)$$

$$\text{此因最佳 } Q_1 = \sqrt{\frac{1}{3} \left\{ \frac{[\sigma_2] + [\sigma_3]}{P_1} - 1 \right\}} \quad (38)$$

已知 Q_1 , 可由 (35) 式和 (36) 式求出 Q_2 , Q_3 并确定各圈的名义直径 d_2 , d_3 和 d_4 。

由 (38) 可知, 为使 Q_1 值合理, 必须 $[\sigma_2] + [\sigma_3] > P_1$ 。

压配需要的过盈量和相应的配合压力可计算如下, 设内圈和中圈之间的予紧配合压力 P'_2 , 在工作内压 P_1 作用下, 要求内圈内壁的切向应力为零, 从 (5) 式和 (7) 式, 得

$$\sigma_t(r_1) = -\frac{1+Q^2}{1-Q^2} P_1 - \frac{2}{1-Q_1^2} P'_2 = 0$$

$$\text{所以 } P'_2 = \frac{(1+Q^2)(1-Q_1^2)}{2(1-Q^2)} P_1 \quad (39)$$

相应的过盈量 Δd_2 可由 (12) 式算出。

$$\begin{aligned} \Delta d_2 &= \frac{d_2}{E} \frac{2(1-Q^2)}{(1-Q_1^2)(1-Q_3^2 Q_2^2)} P'_2 \\ &= \frac{d_2}{E} \frac{1+Q^2}{(1-Q)^2 (1-Q_2^2 Q_3^2)} \frac{(1+Q_1^2)(1-Q_1^2)}{2(1-Q^2)} P_1 \\ &= \frac{d_2}{E} \frac{1+Q^2}{1-Q_2^2 Q_3^2} P_1 \end{aligned} \quad (40)$$

如内圈采用硬质合金或其他料料, 弹性模量为 E_1 , 泊桑比为 μ_1 , 则

$$\Delta d_2 = \frac{d_2 P_1 (1+Q^2)(1-Q_1^2)}{2Q_1(1-Q^2)} \left[\frac{1}{E_1} \left(\frac{1+Q_1^2}{1-Q_1^2} - \mu_1 \right) + \frac{1}{E} \left(\frac{1+Q_2^2 Q_3^2}{1-Q_2^2 Q_3^2} + \mu \right) \right]$$

最大的过盈量不能使内圈内壁的予应力超过材料许用压应力 $[\sigma_1]$ ，由(39)式可知 $[\sigma_1]$ 必须满足条件

$$[\sigma_1] \geq \frac{1+Q^2}{1-Q^2} P_1 \quad (42)$$

中圈和外圈的过盈量和予紧压力 P_3' 可以和(30)式和(31)式相似求得

$$P_3' = \frac{(1-Q_2^2)(1-Q_3^2)}{2(1-Q_2^2 Q_3^2)} \left\{ [\sigma_3] - P_1 Q_1^2 \right\} \quad (43)$$

$$\Delta d_3 = \frac{d_3}{E} \left\{ [\sigma_3] - P_1 Q_1^2 \right\} \quad (44)$$

例：给出 $P_1 = 145$ 公斤/毫米²， $d_1 = 30$ 毫米， $[\sigma_1] = 200$ 公斤/毫米²， $[\sigma_2] = 160$ 公斤/毫米²， $[\sigma_3] = 130$ 公斤/毫米²

要求凹模内圈不出现拉应力，设计组合模。由(38)式，得

$$Q_1 = \sqrt{\left\{ \frac{160+130}{145} - 1 \right\}^{\frac{1}{3}}} = 0.577$$

由(35)和(36)式得

$$Q_2^2 = \frac{145}{160} \times 0.577^2 \quad Q_2 = 0.5495$$

$$Q_3^2 = \frac{145}{130} \times 0.577^2 \quad Q_3 = 0.61$$

$$Q^2 = Q_1^2 \cdot Q_2^2 \cdot Q_3^2 = 0.0374 \quad Q = 0.1934$$

$$d_2 = \frac{d_1}{Q_1} = \frac{30}{0.577} = 52 \text{ 毫米} \quad d_3 = \frac{d_2}{Q_2} = \frac{52}{0.5495} = 94.6 \text{ 毫米}$$

$$d_4 = \frac{d_3}{Q_3} = \frac{94.6}{0.61} = 155 \text{ 毫米}$$

由(39)式和(43)式得

$$P_2' = \frac{(1+Q^2)(1-Q_1^2)}{2(1-Q^2)} P_1 = 52.2 \text{ 公斤/毫米}^2$$

$$P_3' = \frac{(1-Q^2)(1-Q_3^2)}{2(1-Q_2^2 Q_3^2)} \left\{ [\sigma_3] - P_1 Q_1^2 \right\} = 20.2 \text{ 公斤/毫米}^2$$

$$\Delta d_2 = \frac{d_2}{E} \frac{1+Q_2}{1-Q_2^2 Q_3^2} P_1 = \frac{52}{2.1 \times 10^4} \frac{1+0.0374}{1-0.302 \times 0.3715} \times 145 = 0.419 \text{ 毫米}$$

$$\Delta d_3 = \frac{d_3}{E} \left\{ [\sigma_3] - P_1 Q_1^2 \right\} = \frac{94.6}{2.1 \times 10^4} \left\{ 130 - 145 \times 0.333 \right\} = 0.368 \text{毫米}$$

五、压配予应力组合模的结构和实际应力

以上所作计算和应力分析都是假设凹模内圈的整个高度受相等的工作内压 P_1 ，各层筒体高度相等情况下得出。在生产中，为使坯料和冲头有导向以及增强凹模的强度，凹模内圈的高度常取大于工件或坯料的高度如图20所示。

根据应力量测和有限单元法计算的结果（附注2）增大中圈和外圈的高度，可以降低筒体内的实际应力，对于如图10所示的结构，由工作内压 P_1 所引起的应力以及内圈和外组合筒之间的配合压力所引起的应力都可降到只理论计算值的50%。

凹模内径如有凸台，要同时受垂直和侧向压力，凸园角处会出现严重压力，凹园角处会出现严重的应力集中现象，容易开裂。结构上最好在凹园角处分开。有水平剖分和垂直剖分两种，如图11所示。至于选用那一种，需要结合变形情况具体分析。

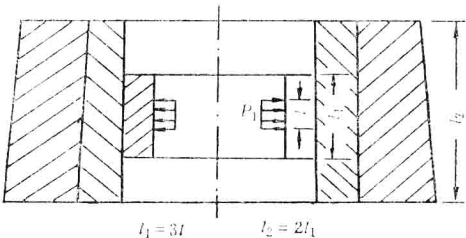


图10组合模的结构

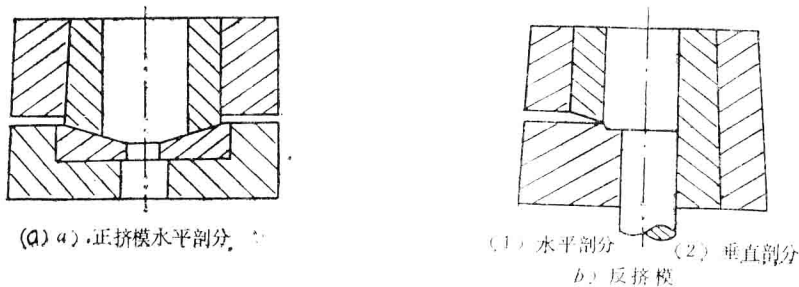


图11 组合模剖分结构

从以上分析可以看出挤压凹模内的实际应力和凹模的结构密切相关。此外计算的应力数值是根据理论过盈量得出。在模具加工制造中，压配的锥角和配合尺寸有公差，所以实际过盈量和予应力还要随制造精度而有出入。

六、冷挤压模的材料和加工制造

冷挤压凹模内圈的材料，目前工厂中常用的为 $Cr12MoV$ 和高速钢，有些工厂采用基体钢和硬质合金，也有很好的效果。中圈和外圈多采用合金工具钢和结构钢。这些材料的许用应力还缺乏确定数据，一般是参考热处理后的硬度来定。下表和图12是参考数值。