

机械设计基础

下册

机制、铸工专业试用

郑州工学院

机械系 机械原理及教研室
机械零件

1973·10

第四章 轴

§1 概述

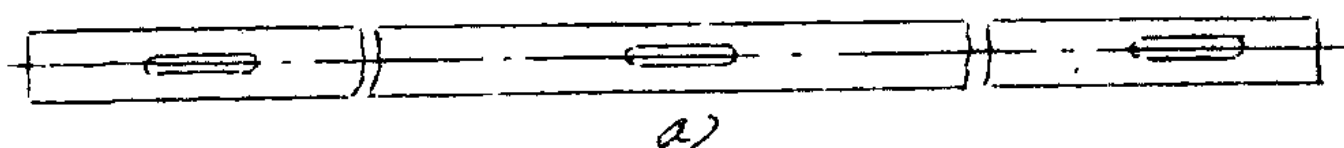
一 用途与分类

轴在机械中应用很普遍，它的作用主要是安装和支承作回转运动的传动零件（如齿轮、皮带轮、蜗轮等）及其他零件（如联轴器、凸轮、制动器）确定其轴线位置，并传递扭矩与运动。

轴根据其受载情况可以分为转轴（既受弯矩又受扭矩）、心轴（只受弯矩、如车轮的轴等）和传动轴（只受扭矩），其中以转轴为最常见。（图1、图2 a、b）

根据结构情况可以分为直轴和曲轴。直轴分为光轴和阶梯轴，两者都可以根据断面分为实心轴和空心轴（图1-3）本章将只介绍直轴设计计算问题。

此外，根据结构特点还有钢丝软轴，可以在任意角度传递扭矩和运动。



a)

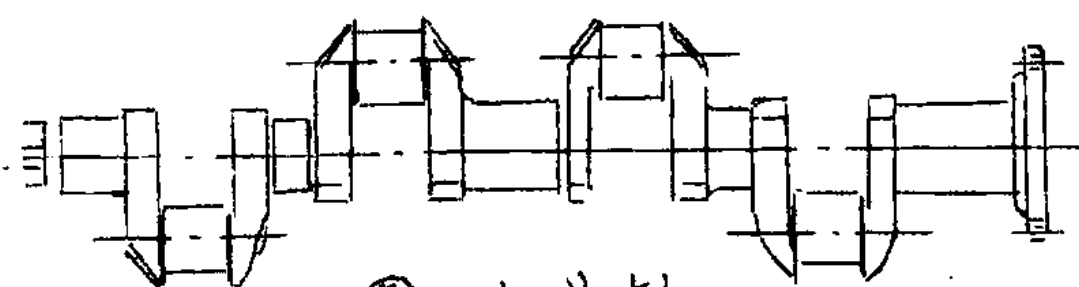
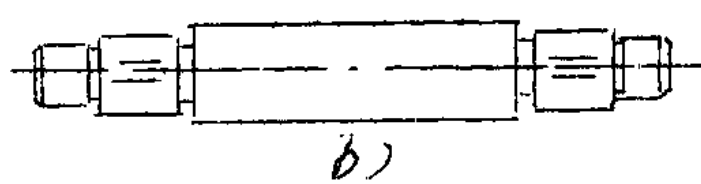


图1 曲轴



b)

图2 直轴

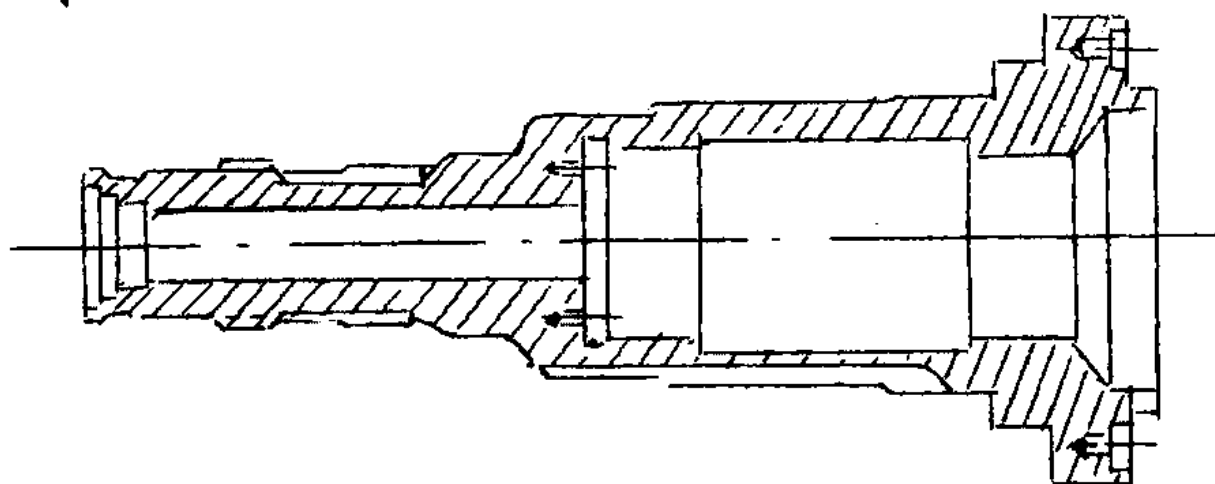


图3 空心轴

二、对转轴的要求

主要是使用要求，即保证轴上零件能正常工作（如齿轮蜗轮等，正常传动的要求）轴本身能持续正常工作（在规定的时间内不发生断裂不发生不允许的变形、振动等）。这种要求主要取决于轴所在的机械，轴上安装的零件及工作性质等，各种机械都有自己特定的要求，在其中工作的零件也有相应的特殊要求，例如机床主轴为保证加工精度应具备足够的刚性等，我们虽不可能广泛的讨论这类问题，但设计时要充分考虑到这种要求。

作为传动用的轴 主要考虑轴上零件及其工作要求，例如安装齿轮的轴，应以保证齿轮正常啮合为主，除轴的疲劳强度之外，如刚度过低将影响其正常啮合，故重要的齿轮传动应保证一定的轴的刚度。

此外，要尽力作到轴的尺寸小，重量轻，加工工艺性好等。

三、转轴设计的主要问题

基本上是两个方面的：

1、根据传动要求合理安排轴上零件，进行结构设计，就是要决定零件在轴上的布置，轴向、圆周方向的定位与固定，轴颈部分的尺寸（安装轴承处的尺寸），同时决定轴的材料，各段尺寸、外形、光洁度、几何精度、公差，并完成工作图。

2、根据工作要求进行强度验算。轴应保证有足够的强度，有些情况（曾经提到过的机床主轴及某些关键轴等）则应保证足够的刚度。

高速轴要考虑到防止振动方面的要求。

四、轴的材料

轴的材料应有较好的强度（特别是疲劳强度），弹性模数和造

在应力集中的能力，钢材强度高，弹性模量大，是主要的轴用材料。碳钢在强度方面不如合金钢，但对应力集中的敏感性较低，也可以用热处理等方法改善疲劳强度和耐磨性，材料来源广，因而应用很普遍。常用碳钢的含碳量为 $0.25-0.5\%$ ，最常用的是45号钢。

合金钢的强度高，淬透性好，当轴的尺寸较大负荷重及要求重量轻时应选用。常用的合金钢为20Cr 40Cr 40Mn₂ 50Mn₂ 35SiMn 42SiMn 35CrMn 35CrMnSiA 40CrMnTi 12CrNi₂ 40CrNi等。

钢轴多采用调质处理，以获得较好的强度和韧性。

球墨铸铁价格低，成形容易，吸振性好，对应力集中的敏感性低，还可以加入合金元素及用热处理方法来改善强度，虽然工艺上暂时还不完全满足，强度方面也比钢材低一些，由于近来生产科研方面的进展已较多的用来制造各种轴，特别是曲轴。在机床制造中已少量用作机床主轴。

§ 13-2 轴的结构设计

轴的结构主要决定于机器的总体布置、轴上零件及荷载情况、工艺性等因素。由于影响因素太多只能根据轴的具体情况，结合一般原则进行结构设计。

轴的结构与强度、刚度是密切相关的，设计时应充分考虑其相互关系，使设计尽量合理。

以下将讨论阶梯轴的结构设计问题，光轴结构简单，不再讨论。

一、转轴结构设计中一般要注意的问题

1、为了减小轴的结构尺寸，从机器整体布局着手，可以适当减小轴的长度，轴上零件的布局应能降低轴上的最大弯矩和扭矩。如图4，将a中的输入轮1的位置移到输出轮2和3之间（图

4. b) 轴上最大扭矩将由 $(M_2 + M_3 + M_4)$ 降为 $(M_3 + M_4)$.

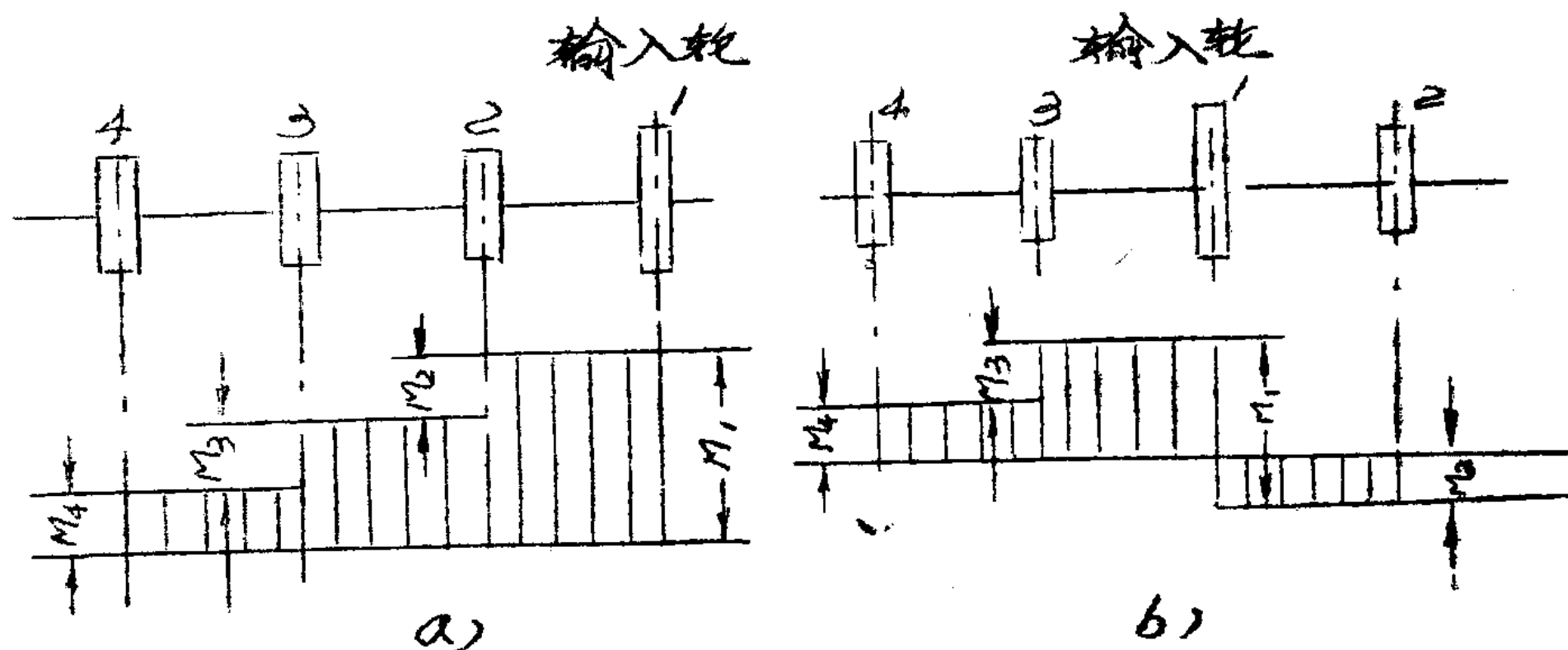


图 4 轴上零件的合理布置

图 5. 如将 a) 中结构改为 b), 则轴所受弯矩将由 M_{max} 减小为 M'_{max}

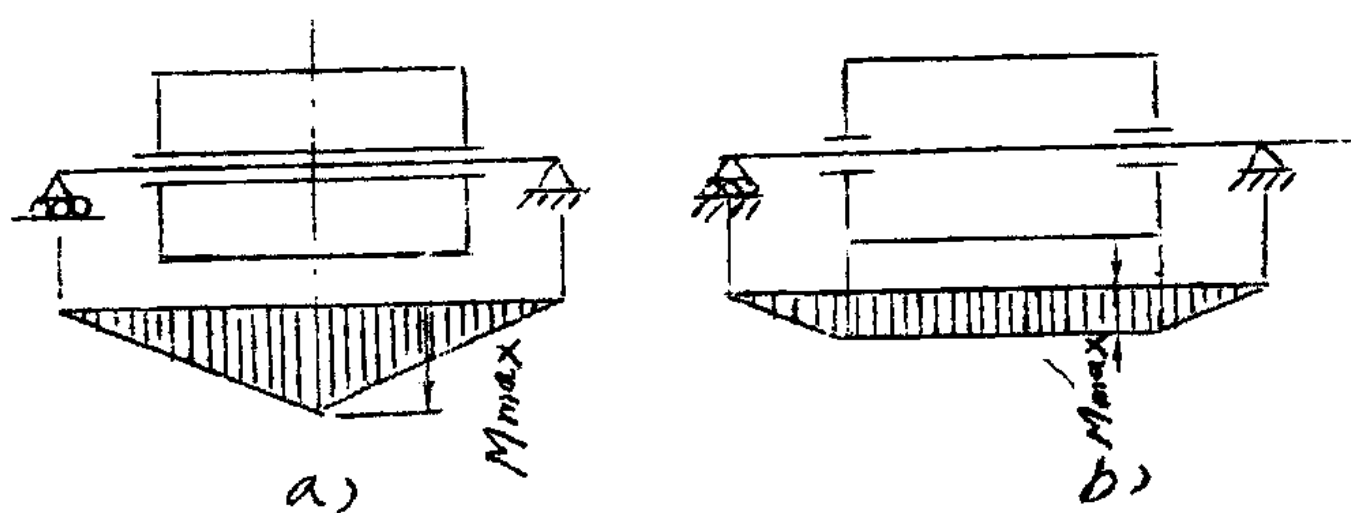


图 5 卷筒的轮载结构

2. 从减轻重量和充分发挥材料潜力的观点来考虑, 轴应该作成等强度的, 但从加工的角度来看, 轴的形状则呈愈简单愈好, 大多数情况都是作成中间大, 向两端逐步减小的阶梯轴, 阶梯数同, 在满足另件安装的条件下应尽量减少, 使加工、检验、装配都方便, 这样既照顾了等强度的原则, 也满足了工艺要求。

3. 轴上安装另件处的直径应尽量采用标准尺寸, 与轴承配合处的轴段叫轴颈, 其尺寸应与轴承相适应, 如装滚动轴承的轴颈应为轴承内径的标准值或相应的锥孔。

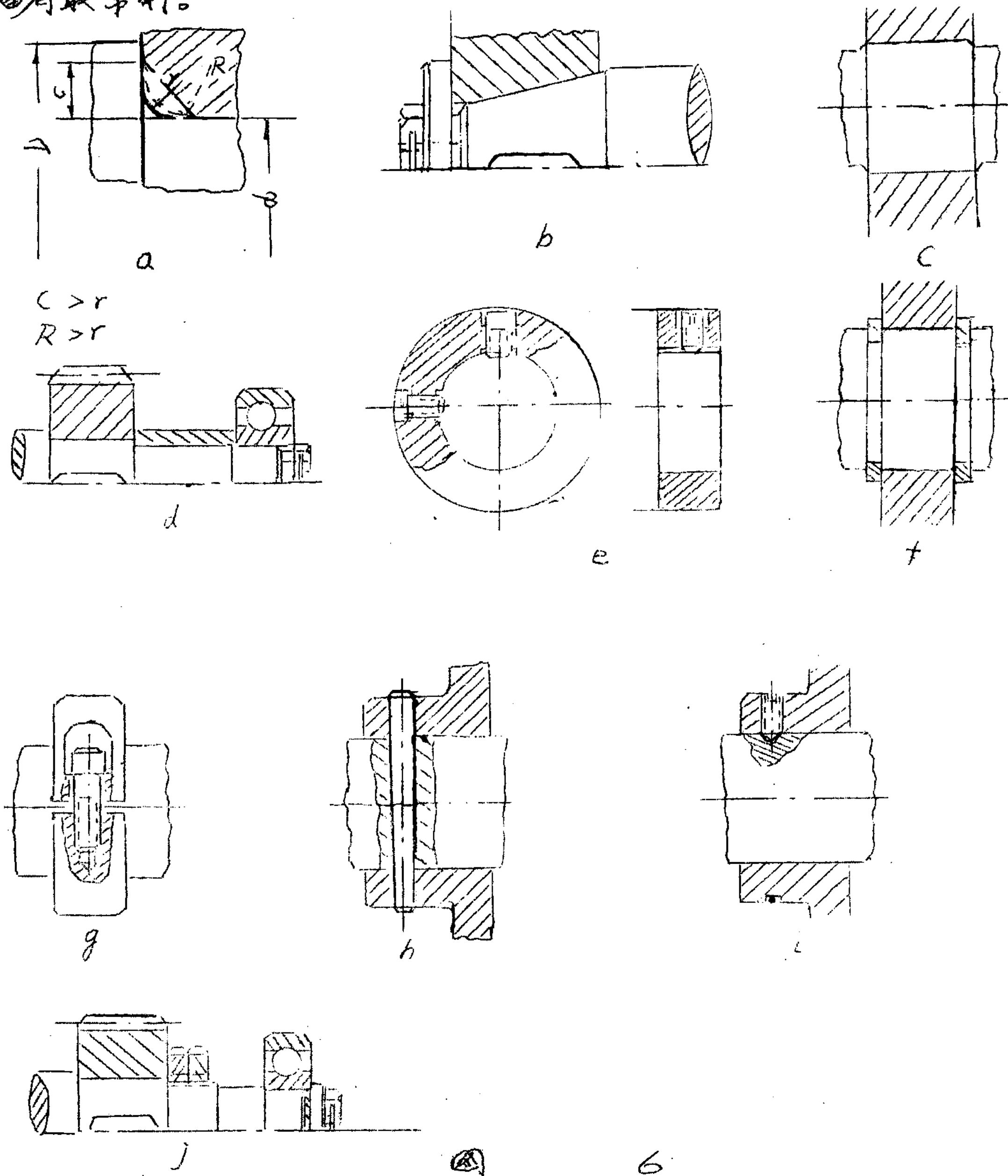
4. 保证轴上另件有可靠的轴向和圆周方向的定位与固定。

5. 尽可能降低应力集中, 改善轴的抗疲劳强度。

二、轴上零件的定位与固定

(一)、轴向定位与固定

轴 轴向定位与固定通常是用 轴肩 (图 6.a) 圆锥面配合 (图 6.b) 过盈配合 (图 6.c), 套筒 (图 6.d), 轴环 (图 6.e), 弹性卡环 (图 6.f), 夹紧螺栓轴联接 (图 6.g) 销钉 (图 6.h) 紧定螺钉 (图 6.i) 螺帽 (图 6.j) 轴端压板 (图 6.k) 等, 其中轴肩最常用。



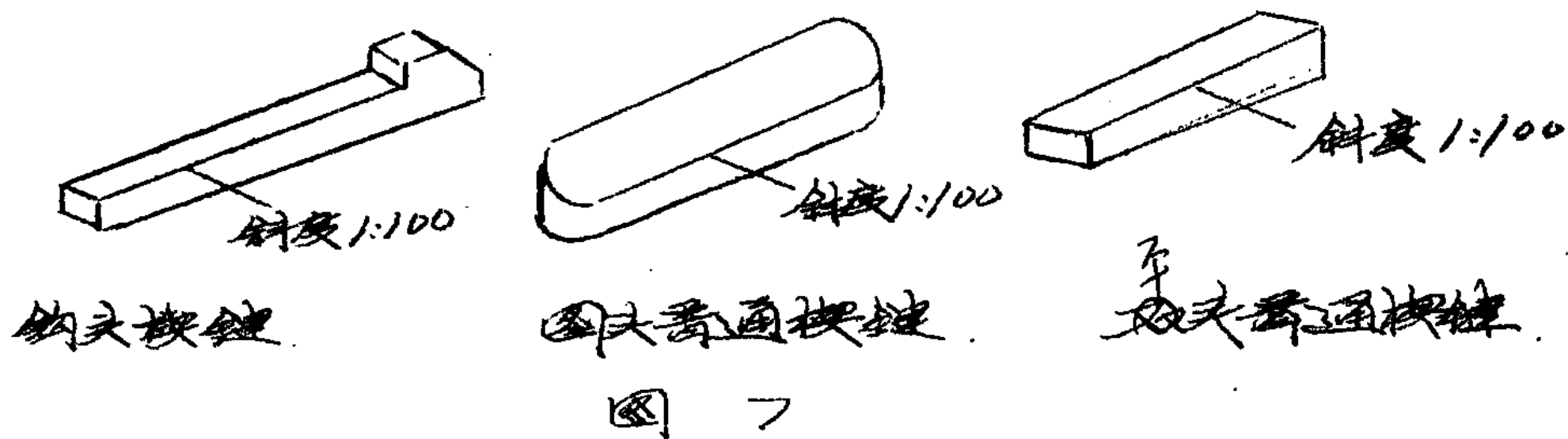
轴肩、过盈配合、圆锥面配合，可用于承受大的轴向载荷。
 双头螺栓轴联接、销钉、螺帽，用于中等以下的轴向载荷。
 紧定螺钉、弹簧卡环轴环等仅能用于小的轴向载荷。
 轴端压板仅用于轴向固定。

(二) 轴上零件的周向定位与固定 —— 键联接和花键联接。

除了需要保证零件相互固定的角度位置（例如用于控制相互运动的凸轮）外，一般只是作零件的周向固定，传递扭矩和运动。周向固定常用键联接、花键联接过盈配合等，传递扭矩较小时，也可用销钉、紧定螺钉等，无键联接只在大批生产才有实用价值。

键联接可以分为平键、半圆键——称为普通键联接及楔键、切向键——称为特殊键联接。

1、楔键联接常用配槽式楔键联接，楔键有钩头键、平头键和圆头键（各7）



钩头键平头键用于需要打键处，圆头键则用于不能打键需要推入处。键与轮毂键槽的配合表面都作成 1:100 的斜度（图 7、8）。键的两侧为非工作面，它与键槽间留有间隙（图 8b），装配时用打键或推入的方法并利用斜面的作用使轴、毂、键互相挤紧（图 8a）。此时，工作表面即受有预紧力的挤合作用，工作时依靠键、毂、轴、之间压紧力引起的摩擦力来传递扭矩。

楔键联接对轴和毂之间的配合精度要求不高，即使有较大的配

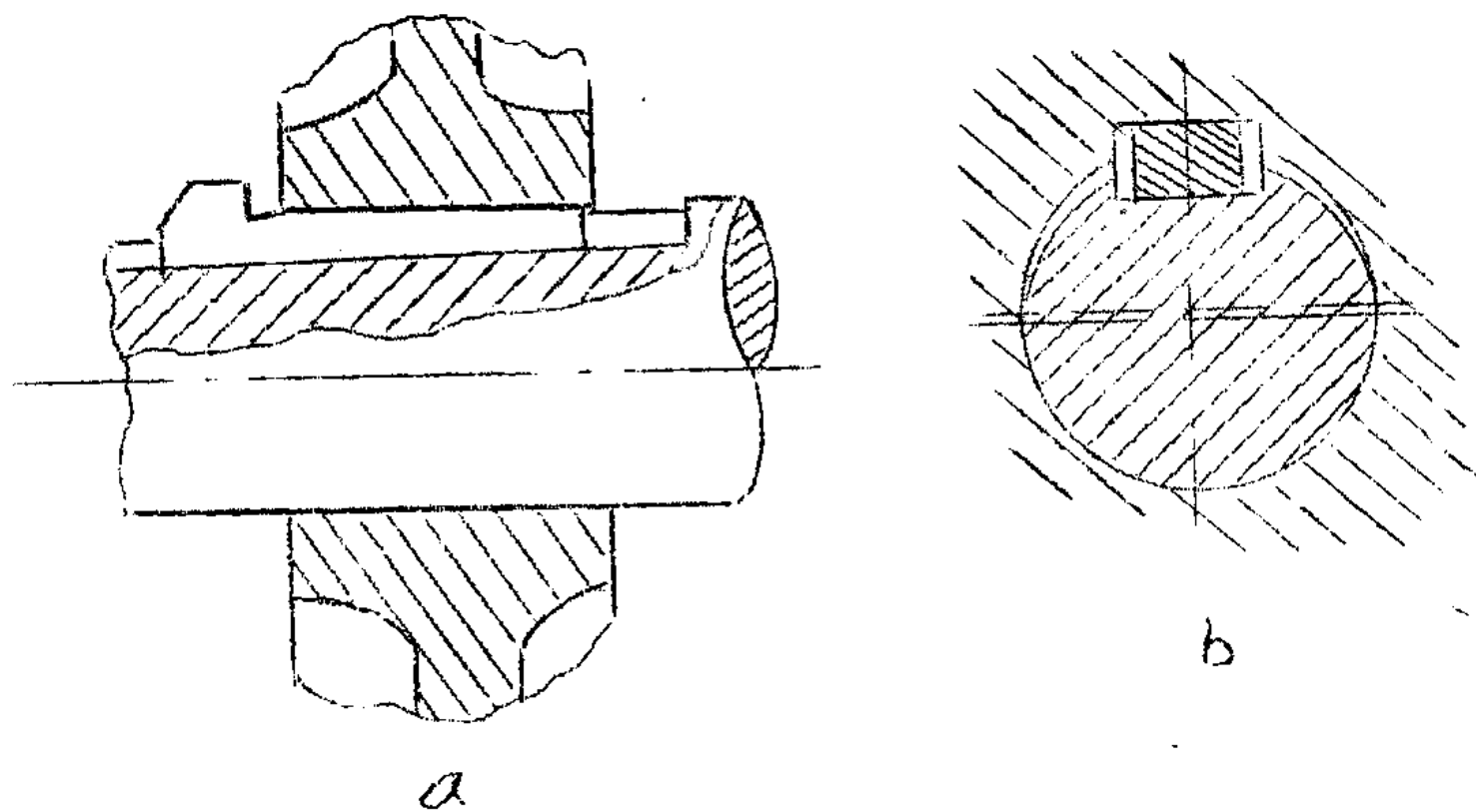


图 — 8

合间隙，也可以利用键的楔紧作用而联接紧。这种联接不仅能作周向固定，还能承受单方向轴向力。因而可以简化轴的结构，但打紧键之一次，将引起轮毂偏心（图 — 8b）故此种联接仅适用于对中要求低和转速较低场合。为了防止事故应改虑採用防松装置及安全防护罩等，键联接的尺寸可参阅JB115-60, JB116-60, JB117-60

2、平键联接有良好的对中性，而且制造容易拆卸方便故应用很普遍常用于要求联接精度较高的场合，但这种联接只能作周向方向的固定不能作轴向固定也不能承受轴向力。

平键的工作面是两侧，上表面与轮毂键槽间留有间隙工作时依靠键与键槽间的挤压而传递扭矩。（图 — 9）工作面

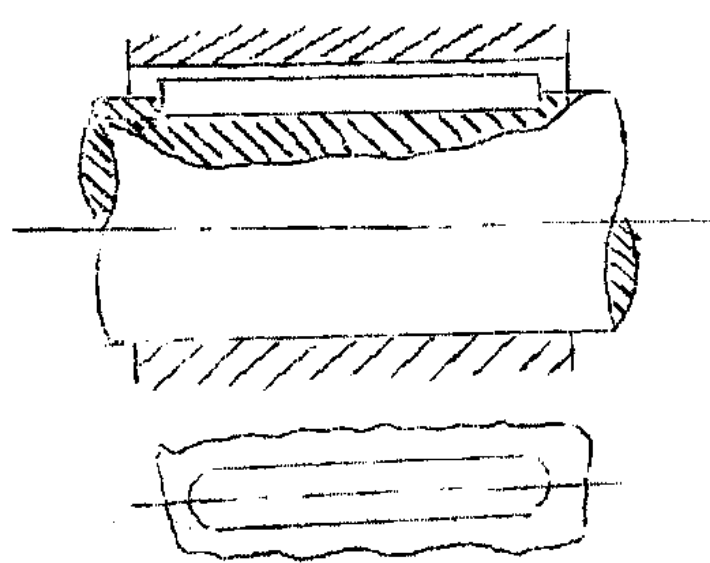


图 10

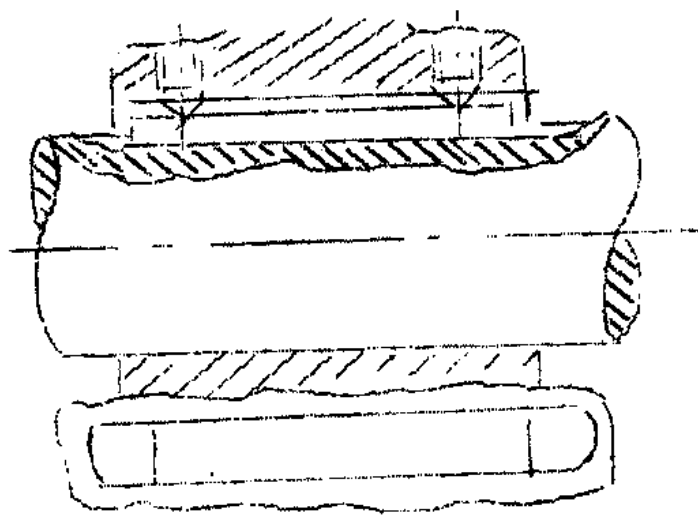


图 11

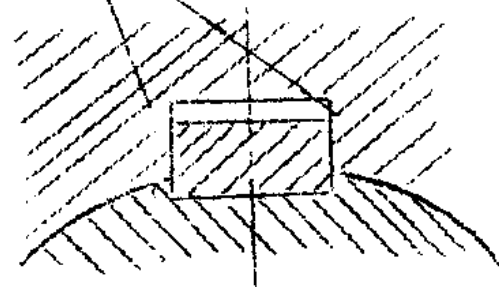


图 9

用作静联接（被联接件之间无相对滑动）的平键一般都作成圆

头（图 — 10）或方头（图 — 11）

用作动联接（被联接件可相对滑动）的称为导键（图 — 12）

和滑键(图 13)

图 12 导向平键			圆头 (A 型)	JB114-60, JB121-60, JB122-60
			方头 (B 型)	

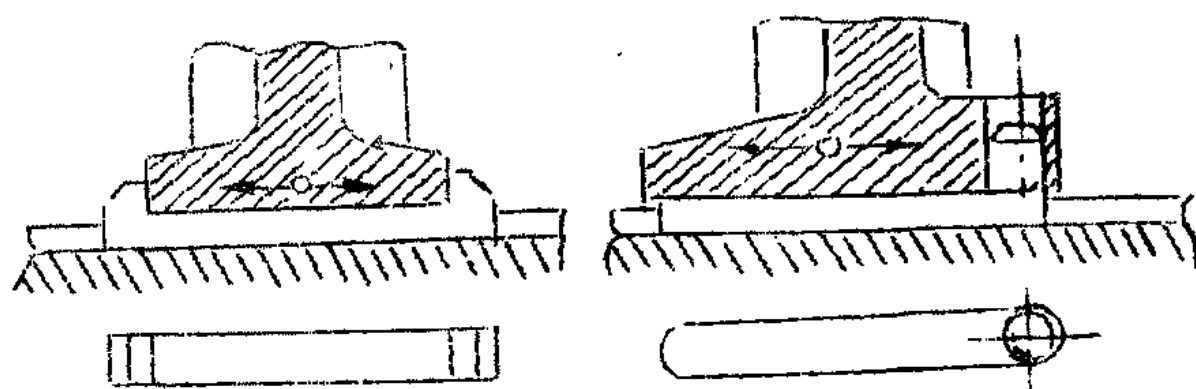


图 13 滑键联接构造

导键用螺钉固定在轴上键槽中，中间的螺纹孔是在拆卸导键用的，当载荷需移动很大距离时应考虑采用滑键。

3. 半圆键联接(图 14)有很好的对中性，其制造工艺性都很好，但键槽较深，对轴的削弱较大，故应避免用于轴的中部。一般都用在轴端及载荷较小的联接，也常用作锥形轴联接的辅助装置。

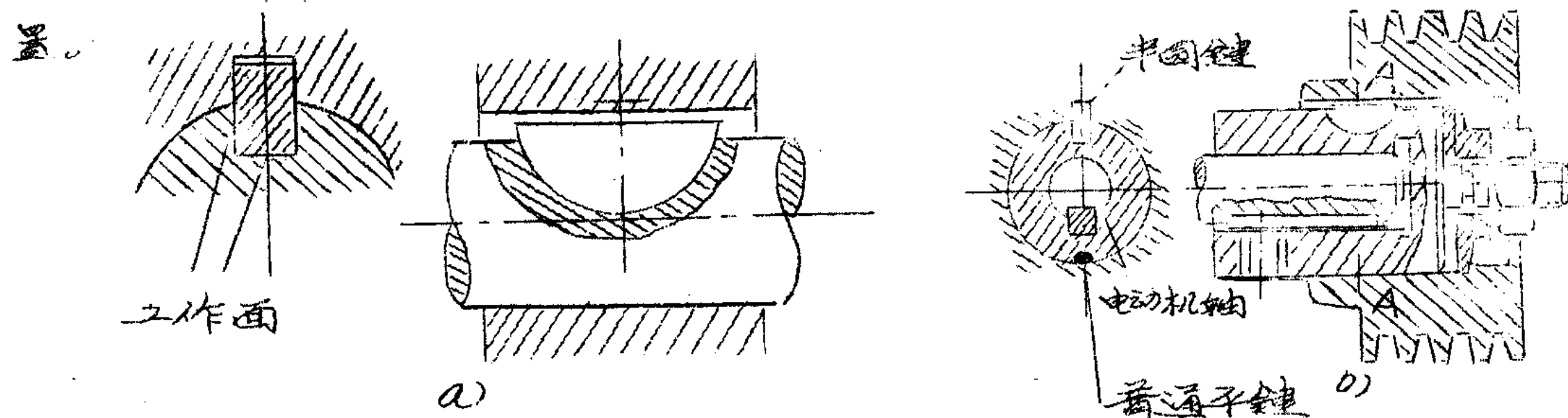


图 14 半圆键及其应用

4. 花键联接也叫多槽联接，相当於许多平键同时工作，但键与轴作成整体，直接在轴上铣出的，毂上的键槽可用拉削或插削制出。

根据齿形不同花键可分为矩形花键（图 15）、渐开线花键（图 16）、三角形花键（图 17）、梯形花键（图 18）。（图 15、16 见 11 页；图 18、18 见 12 页）—— 其中以矩形最常用，其次是渐开线花键和三角形花键，渐开线花键有很高的承载能力，适用于重载情况，三角形花键齿形细密适宜於薄壁件作静联接。

根据对中方式不同，可以分为外径对中（对中精度高工艺性好）内径对中（用於键槽硬度较大时，对中精度高但工艺复杂）及侧面对中（对中性不如前两种，但承载较均，故适用于载荷较重而对中要求不高之处）。

选择键联接时应根据被联接件的工作要求即对中性要求、传递扭矩、键在轴上的部位及有无相对滑动要求或是否要求轴向固定等来选择键和花键的类型，然后根据轴径按标准选定^轴的截面尺寸，平键的剖面尺寸可查阅 JB113-60, JB114-60 半圆键联接可参阅 JB118-60 JB119-60 矩形花键尺寸可参阅 JB290-60, JB291-60, JB292-60 键的长度一般等於或稍小於毂长，被联接件有相对滑动要求的则按滑动要求来决定。

为防止键的强度不够，可以在键的尺寸选完后作必要强度校核。主要是挤压强度、剪切强度及弯曲强度对标准键来讲与挤压强度相比一般都不是薄弱环节。

三、降低应力集中改善疲劳强度问题。

在结构上

1、轴上直径突变处（轴肩处）应尽可能採用较大的圆角半径，但将导致轴肩过大，有时则受到相配零件结构的限制不能加大圆角半径（如安装滚动轴承处的轴肩过滚圆角半径应小于滚动轴承的圆角半径），此时可以採用内切圆角或加隔离环（图 19）

2、轴的中段受力较大处，最好不用轴槽作轴向固定。

3、一般情况下，应避免在轴上受力较大处切槽，横向穿孔，必须切槽时可考虑在切槽附近作卸载槽。

4、採用弹簧卡环、轴环、销钉等零件时，要考虑到对轴的强度的削弱，适当安排其在轴上的位置。

5、键、槽、花键、过盈配合等可以採用图 20 所示方法来降低应力集中。

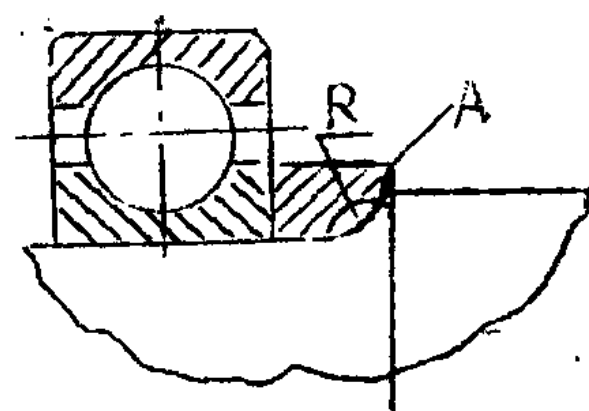


图 19

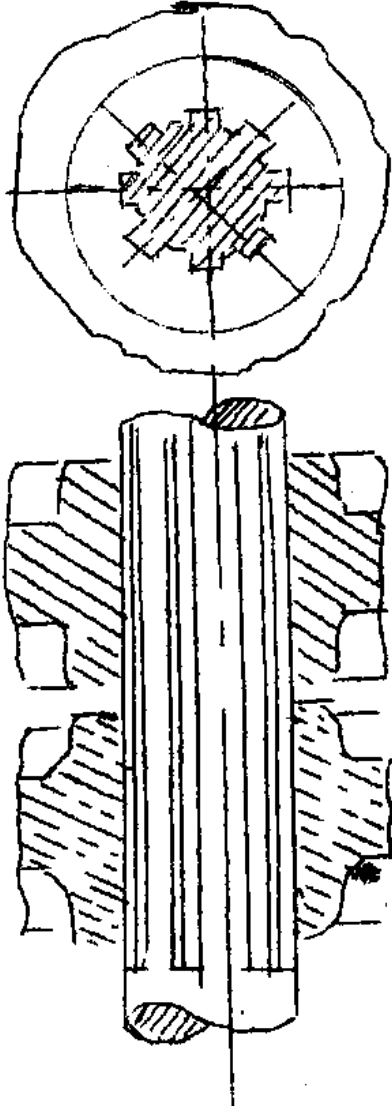
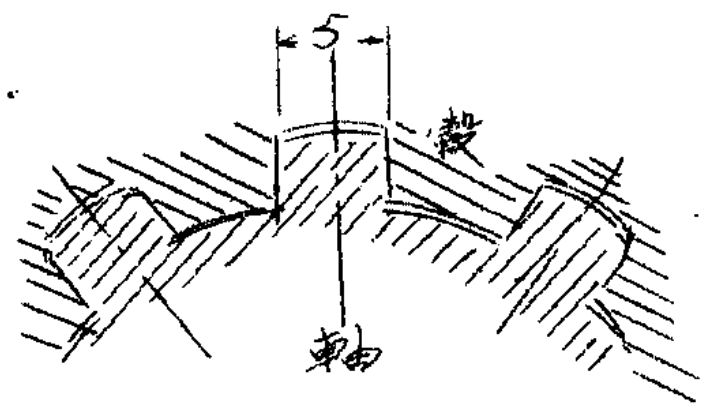
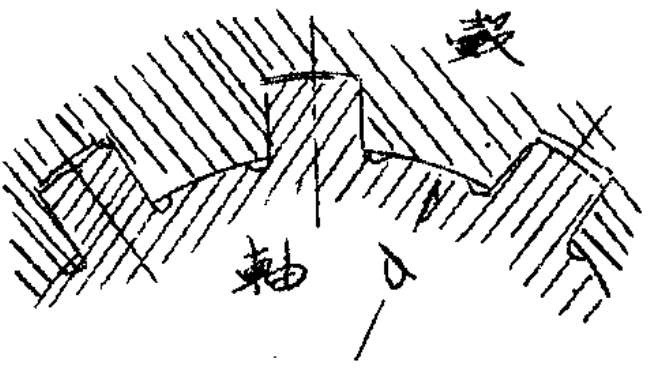
类别	图形	对中		标准
矩形			按 S	JB290-60
			按 D	
			按 d	

图 15 矩形花键

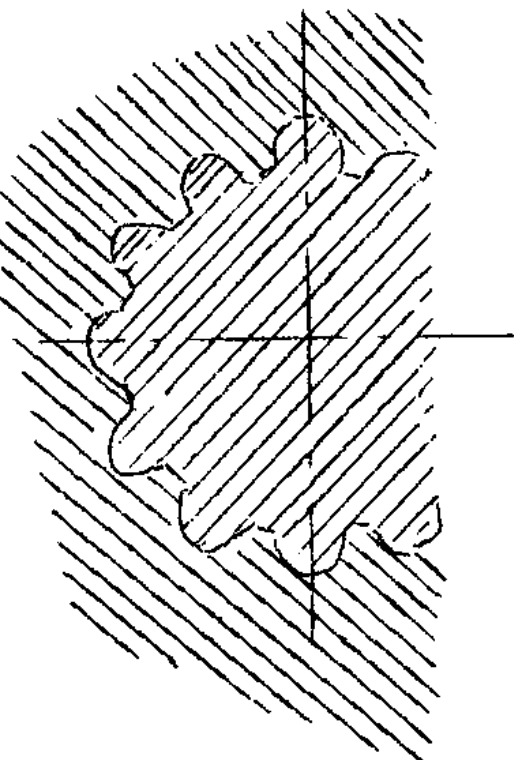
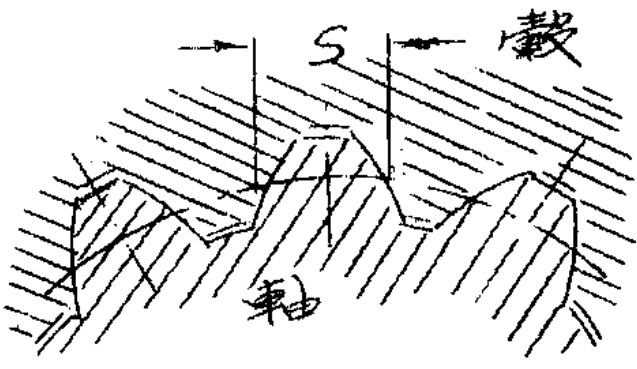
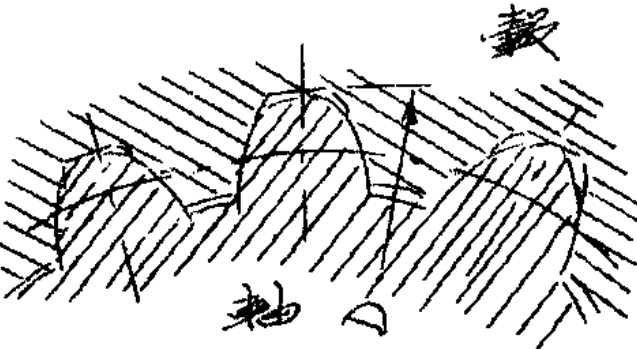
渐开线			按 S	
			按 D	

图 16 渐开花键

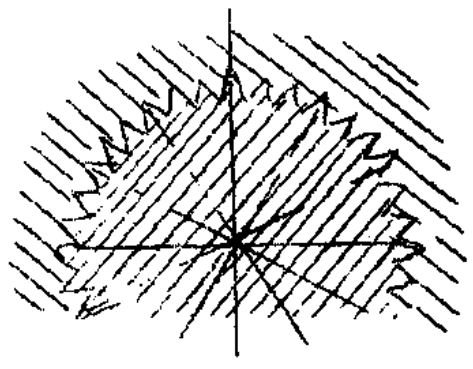
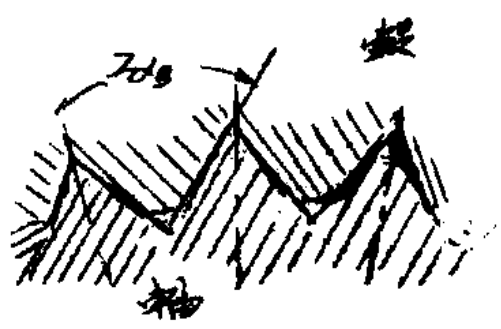
三角形		 $2\alpha = 60^\circ, 72^\circ \text{ 或 } 90^\circ$	
------------	---	---	--

图 17 三角形花键

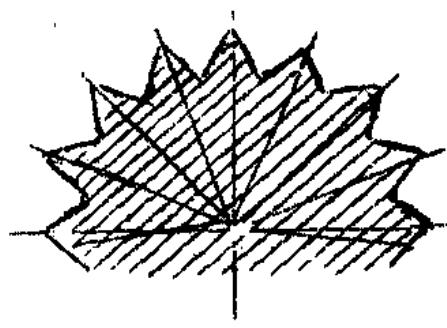
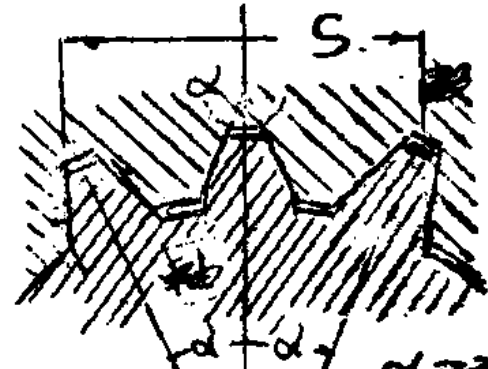
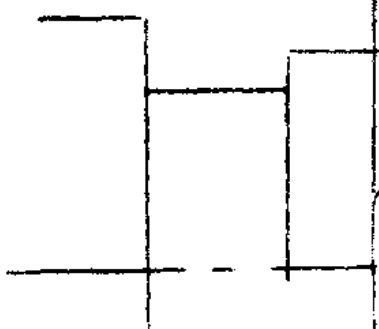
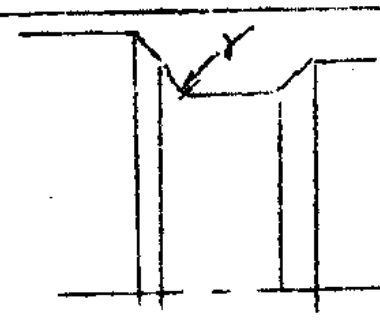
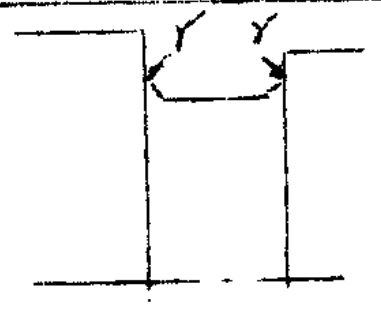
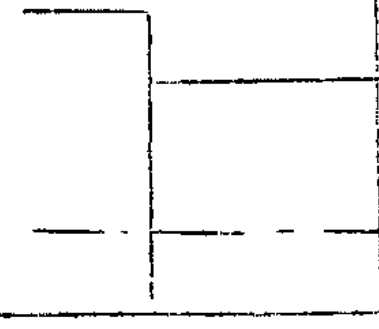
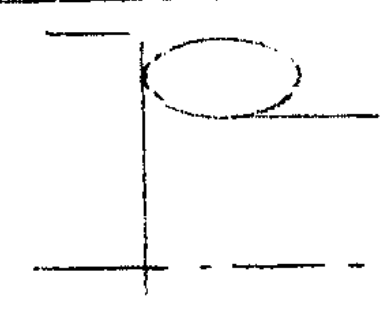
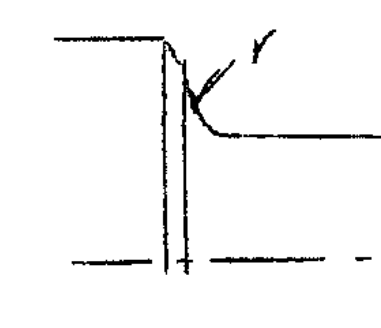
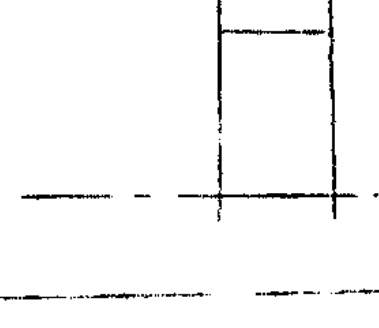
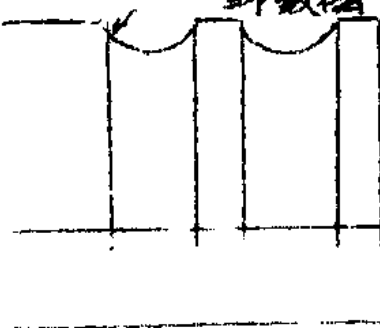
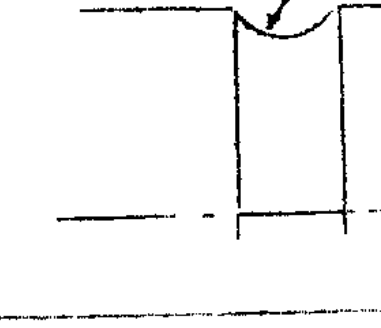
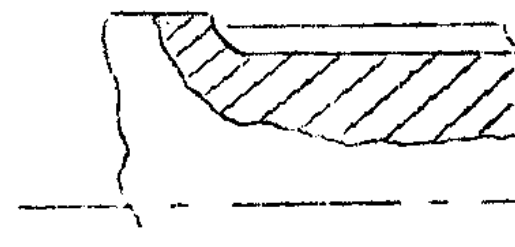
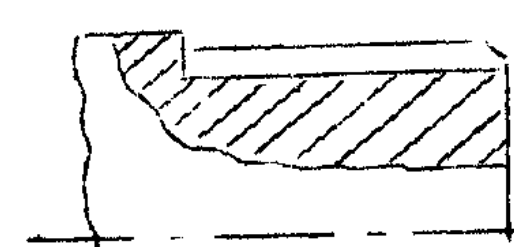
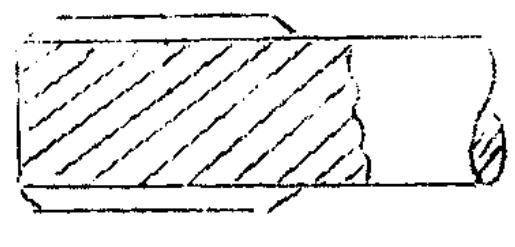
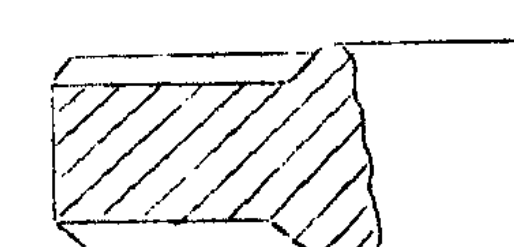
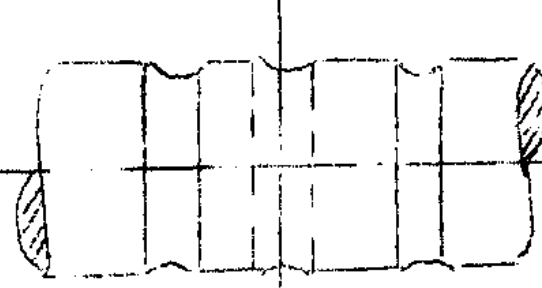
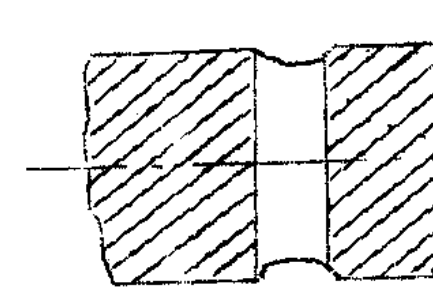
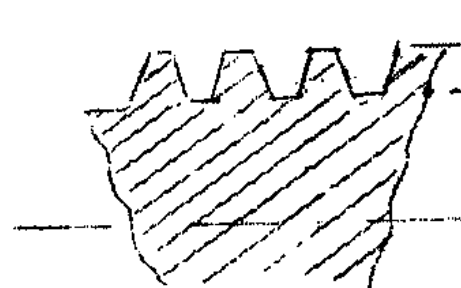
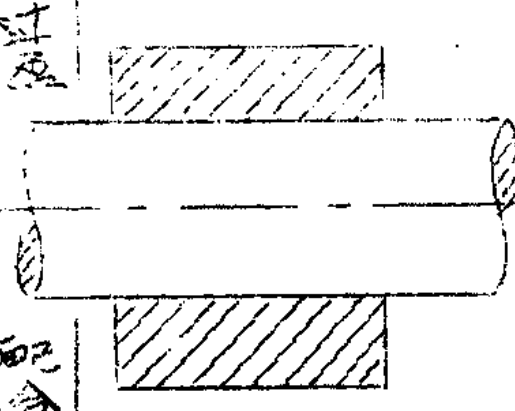
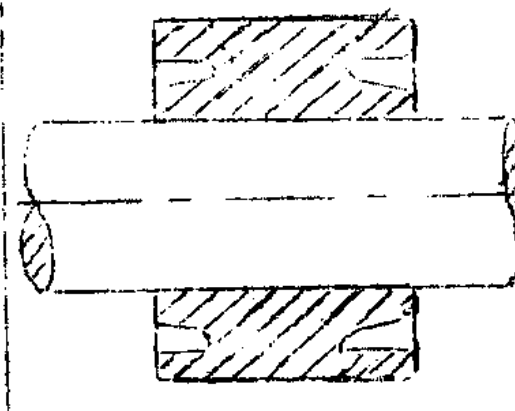
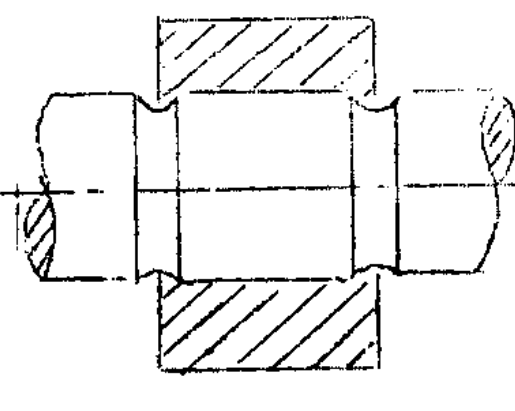
		 $\alpha = 36^\circ \sim 45^\circ$	
--	---	---	--

图 18 梯形花键

图20

名称	不利情况	可能改进的办法	一般情况	应力集中倍数
退刀槽				見附表7
过渡圆角				見附表7
退刀槽				
花键轴				見附表6
轴				全
横孔				同
螺紋				$K_s \approx 2.8$
过盈配合				見附表8

§ 2-3 轴的强度计算

轴的强度计算一般分两步，一是初定轴径，二是精确核算轴上各截面的疲劳强度。

轴的强度计算指标：在一般情况下，计算疲劳强度是否足够，用公式来表示为 $\sigma \leq [\sigma]$ 或 $n \geq [n]$ 。

有偶然过载时则应计算静载强度是否足够。

一、轴径的初步估计

初步计算时，如轴的长度、跨距尚无初步尺寸，为了便于结构设计，可先定轴的初始直径，然后根据轴上零件的布置依次来决定轴的各段结构尺寸。

1. 初定轴径的扭转强度计算法。

(1) 按扭转强度计算轴径，只考虑轴传递扭矩时产生的剪切应力，使其不超过许用值，而将弯矩的影响用降低许用剪应力的方法来补偿，则

$$\tau = \frac{M_n}{W_n} = \frac{71620 N}{0.2 d^3}$$

式中 W_n —— 抗扭断面系数 (厘米³)， d —— 轴的直径 (厘米)
 N —— 轴传递的功率 (马力)， n —— 轴的转速 (转/分) $[\tau]$ —— 许用剪应力 (公斤/厘米²)

上式可以整理成

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{71600 N}{0.2 [\tau] n}} = A \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ 厘米 (—')}$$

A 值决定于许用剪应力的大小。 A 值的选择与材料及载荷性质有关。目前尚无完善的资料。

一般情况如取 $[\tau] = 120 - 360$ 公斤/厘米² 则 A 为 10 - 14.5

$$\text{即 } d = (10 - 14.5) \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ 厘米 (—'')}$$

作出轮减速器设计时，主动轴的 A 值应较从动轴大一些，相邻两轴的 A 值不宜相差过大。

(2) 用类比法决定轴径

参照同类机械的轴, 根据公式 (一) 校核 A 值 (实际上也是校核 $[\tau]$), 然后 用校核所得 A 值 (或许用剪应力) 来计核所设计的轴径。

2. 按弯扭合成强度计核轴径

也是初步计核, 不但考虑了扭矩的作用也考虑了弯矩的作用, 比前者要精确些。计核时应根据机械的结构和轴上的零件定出轴的长度, 确定零件在轴上的位置, 把轴当作活动铰链双支支承 (共支支承时对有自位能力的滚动轴承取轴承中点, 滚动轴承取为轴承内端 $0.5d$ 处, d 为轴径) 根据轴上零件位置和力作用点绘制载荷简图, 按材料力学方法绘出互相垂直平面的弯矩图和扭矩图。然后对所要计核的部位定轴径。按第三强度理论计核, 当量弯曲应力之

$$\text{公式为 } \sigma = \sqrt{\sigma_w^2 + 4\tau_n^2} \quad (-3)$$

此式对弯曲应力与扭转应力的循环特性相同时是合用, 如应力循环特性不同, 则应改写为 $\sigma = \sqrt{\sigma_w^2 + 4(\alpha\tau_n)^2}$

式中 α 为折减系数, 即把非对称循环的应力, 折减为对称循环的应力的比值。因弯曲应力属于对称循环, 扭转剪应力理论上为静应力, 实际上可当作脉动循环应力看待, 故取 $\alpha = \frac{[\sigma_0]_w}{[\sigma_0]_w}$

$$\therefore \sigma_w = \frac{M_w}{W}, \quad \tau_n = \frac{M_n}{W_n}$$

$$\text{对于实心圆截面 } W = \frac{\pi}{32} d^3 \approx 0.1 d^3, \quad W_n = \frac{\pi}{16} d^3$$

$$\text{即 } W_n = 2W$$

式中: M_w — 弯矩;

M_n — 扭矩;

W — 抗弯断面系数;

W_n — 抗扭断面系数。

(轴的几何参数值见附表4; 许用应力值见附表2。)

则公式可以变化如下:

$$\text{当量应力 } \sigma = \sqrt{\sigma_w^2 + 4(\alpha \tau_n)^2}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{M_w}{W}\right)^2 + 4\alpha^2 \left(\frac{M_n}{W_n}\right)^2} = \sqrt{\frac{M_w^2 + (\alpha M_n)^2}{W}}$$

$$\text{即 } \sigma = \frac{\sqrt{M_w^2 + (\alpha M_n)^2}}{0.1 d^3} \leq [\sigma_0]$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_w^2 + (\alpha M_n)^2}}{[\sigma_0]}}$$

$$\text{令 } \sqrt{M_w^2 + (\alpha M_n)^2} = M_e$$

$$\text{则轴径 } d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1 [\sigma_0]}}$$

(—4)

利用公式⁴可以来估算断面的轴径, 比前一个方法进了一步但仍没有考虑到轴的结构形状, 特别是应力集中的影响, 因而还是一种初步计算的方法, 只是对不重要的轴才可以用作最终计算。

二、安全系数校核计算。

有大的高峰载荷的轴, 除进行疲劳强度校核之外还应当作静强度校核。工作比较平稳、没有很大高峰载荷的轴, 只作疲劳强度校核即可。

1、疲劳强度校核——精确计算。

这种计算是在轴的结构图、弯矩、扭矩图绘出之后, 根据轴的某些断面的尺寸、受载和应力集中的情况, 选一个或几个危险断面进行校核计算, 安全条件为, $n \geq [n]$

$$\text{综合安全系数 } n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n]$$

— 5

其中

$$\text{正应力安全系数 } n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$