

## 第十四章 轴

# 14-1 轴的功用和类型

- 用来支持旋转的机械零件和传递转矩

- 分类：

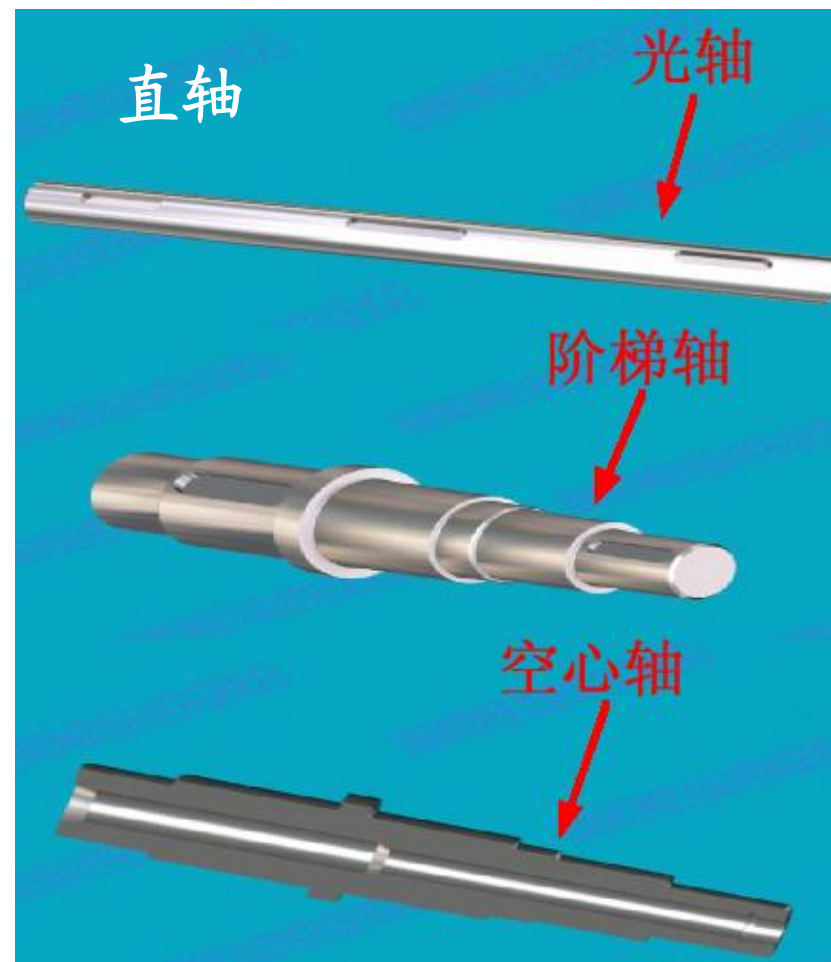
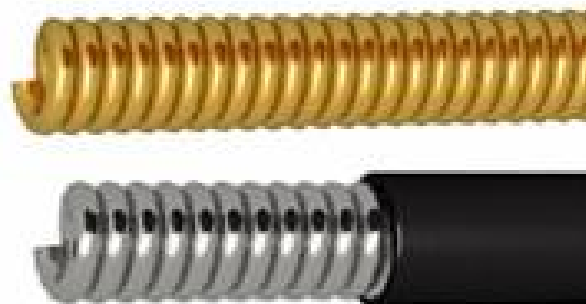
按承载情况分：

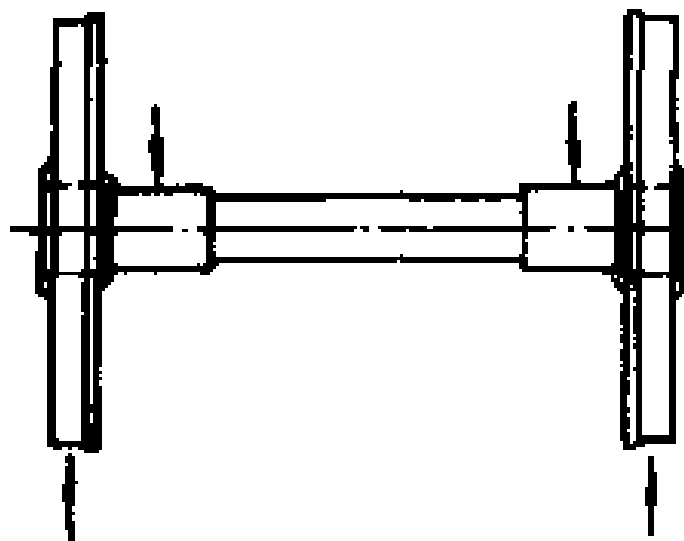
- ┆ 转轴——扭矩和弯矩(减速箱中的轴)
- ┆ 心轴——只受弯矩(自行车前轴)
- ┆ 传动轴——主要承受扭矩(汽车的传动轴)

## 2. 按轴线的形状分

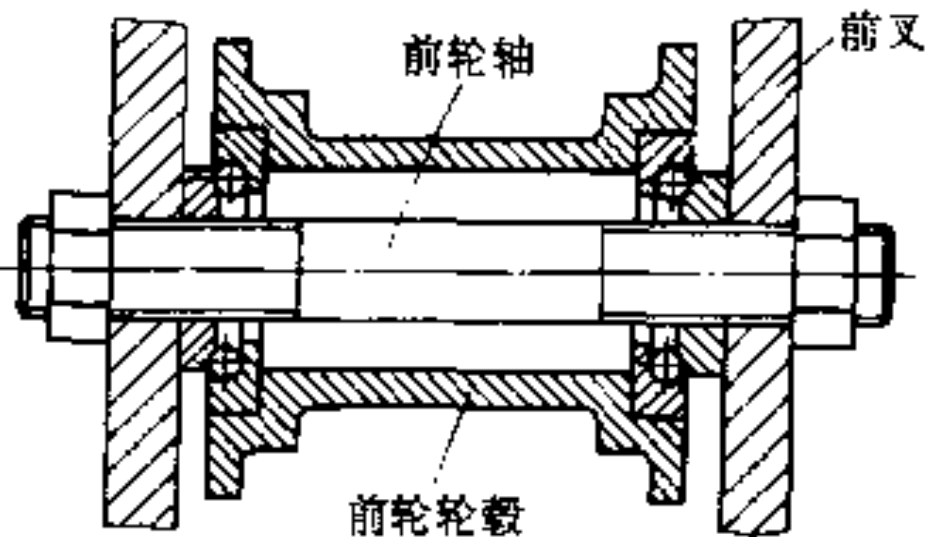


挠性钢丝轴

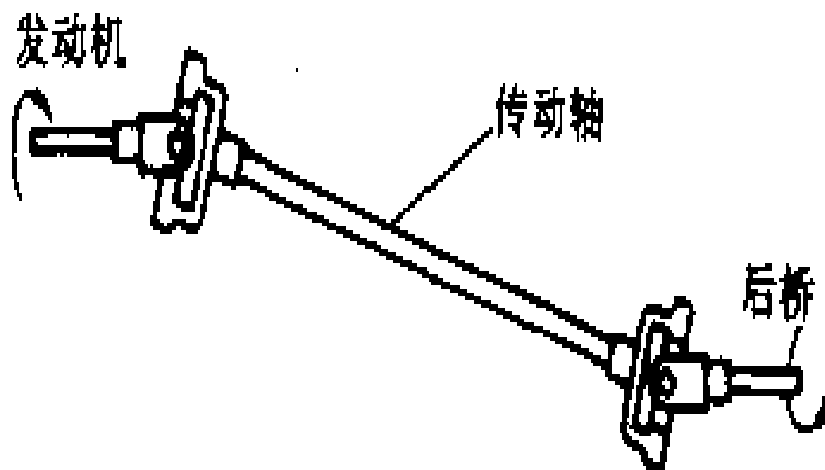




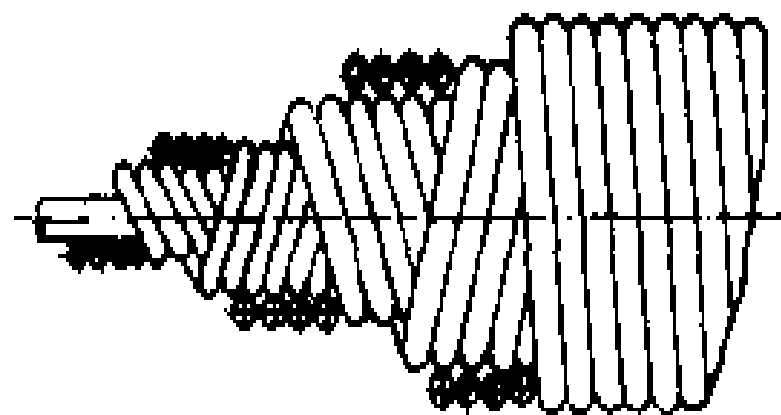
转动心轴



固定心轴



传动轴



挠性钢丝轴

## § 14—2 轴的材料

- .. 碳素钢——常用**45#**，正火调质
- .. 合金钢——对应力集中较敏感
- .. 注意：①采用合金钢或热处理并不能提高轴的刚度  
②轴的热处理和表面强化可提高轴的疲劳强度

表14-1

轴设计的主要内容

结构设计

工作能力计算

## 14-3 轴的结构设计

- ✧ 在进行结构设计时，必须满足如下要求：
  - 1) 轴应便于加工，轴上零件要易于装拆（制造安装要求）；
  - 2) 轴和轴上零件要有准确的工作位置（定位）；
  - 3) 各零件要牢固而可靠地相对固定（固定）；
  - 4) 改善受力状况，减小应力集中。

# 1.制造安装要求

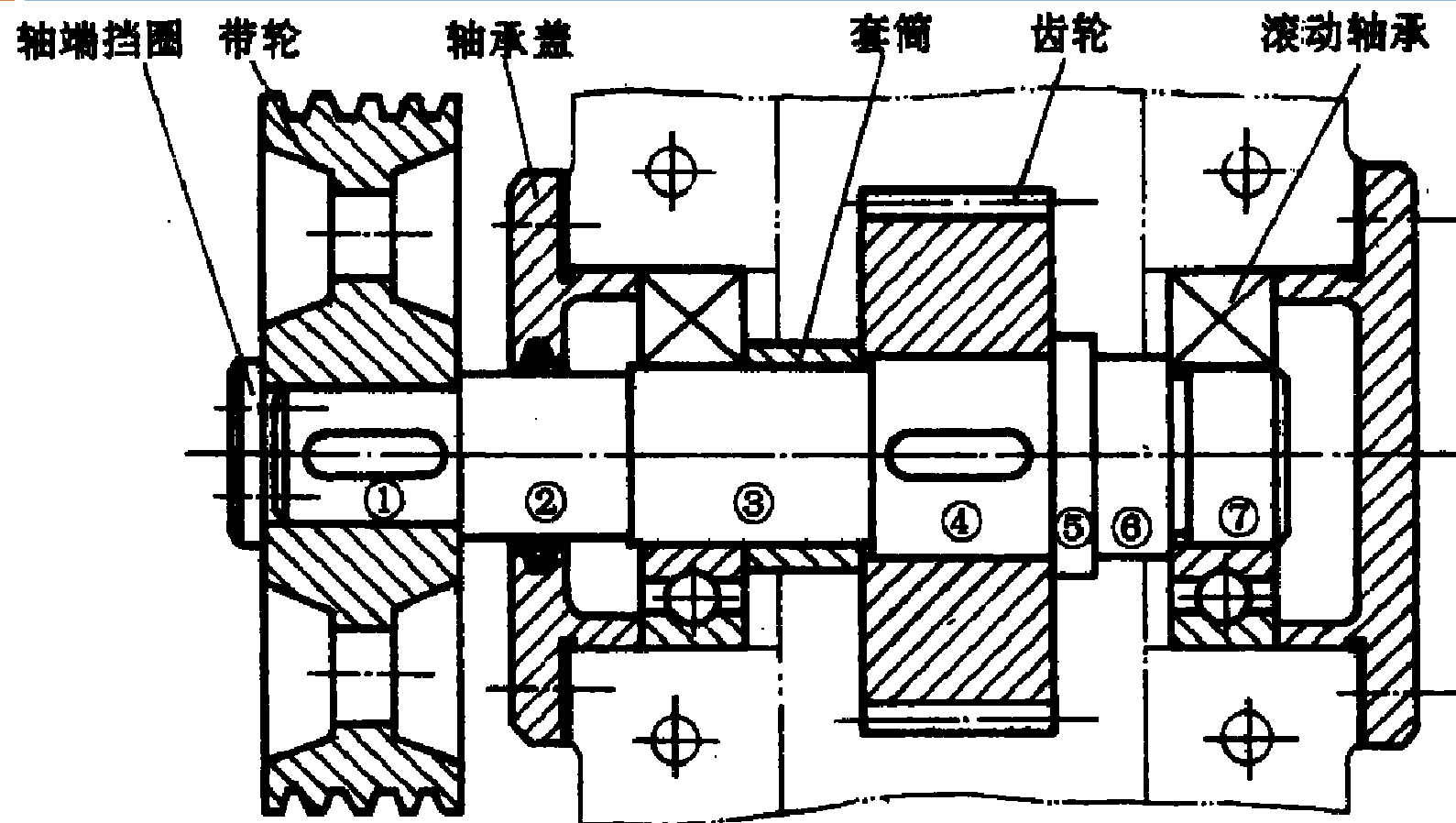
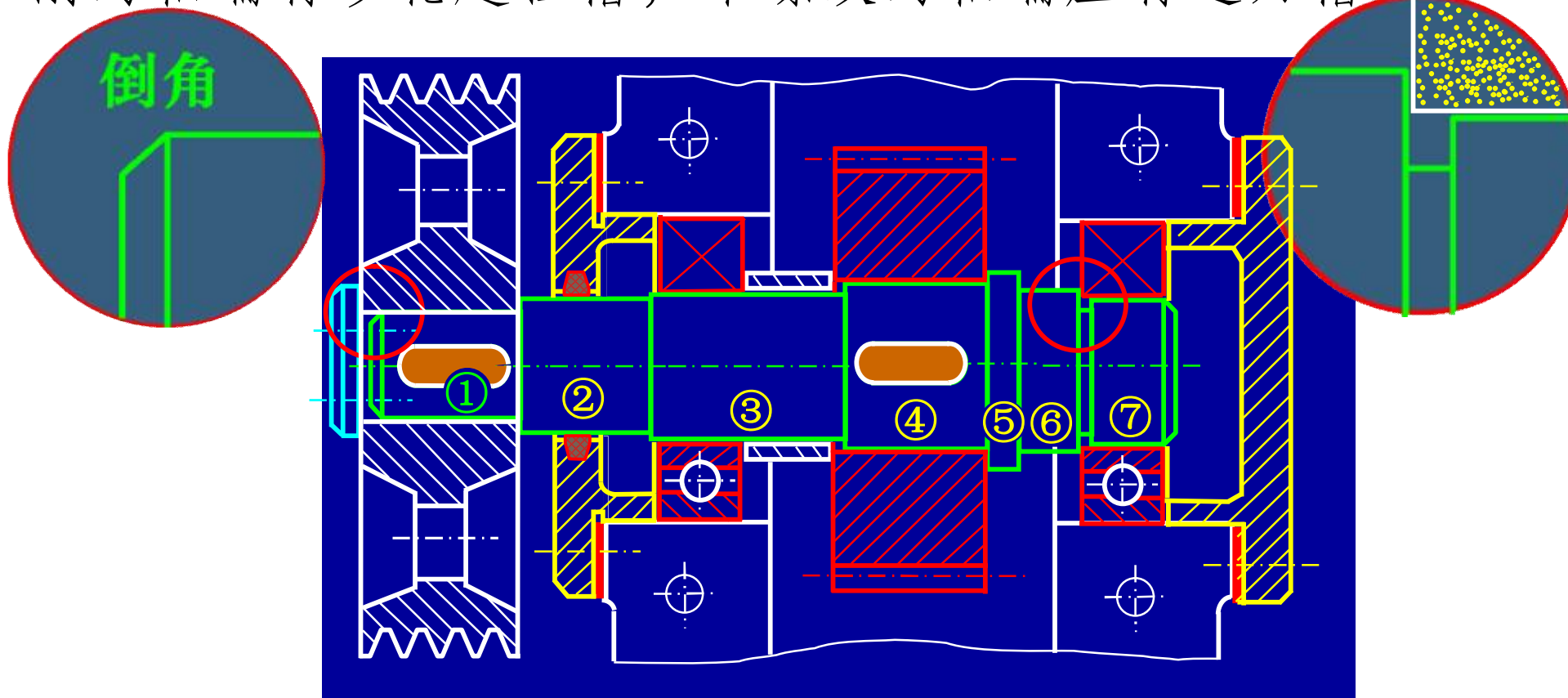


图 14-7 轴的结构

# 1.制造安装要求

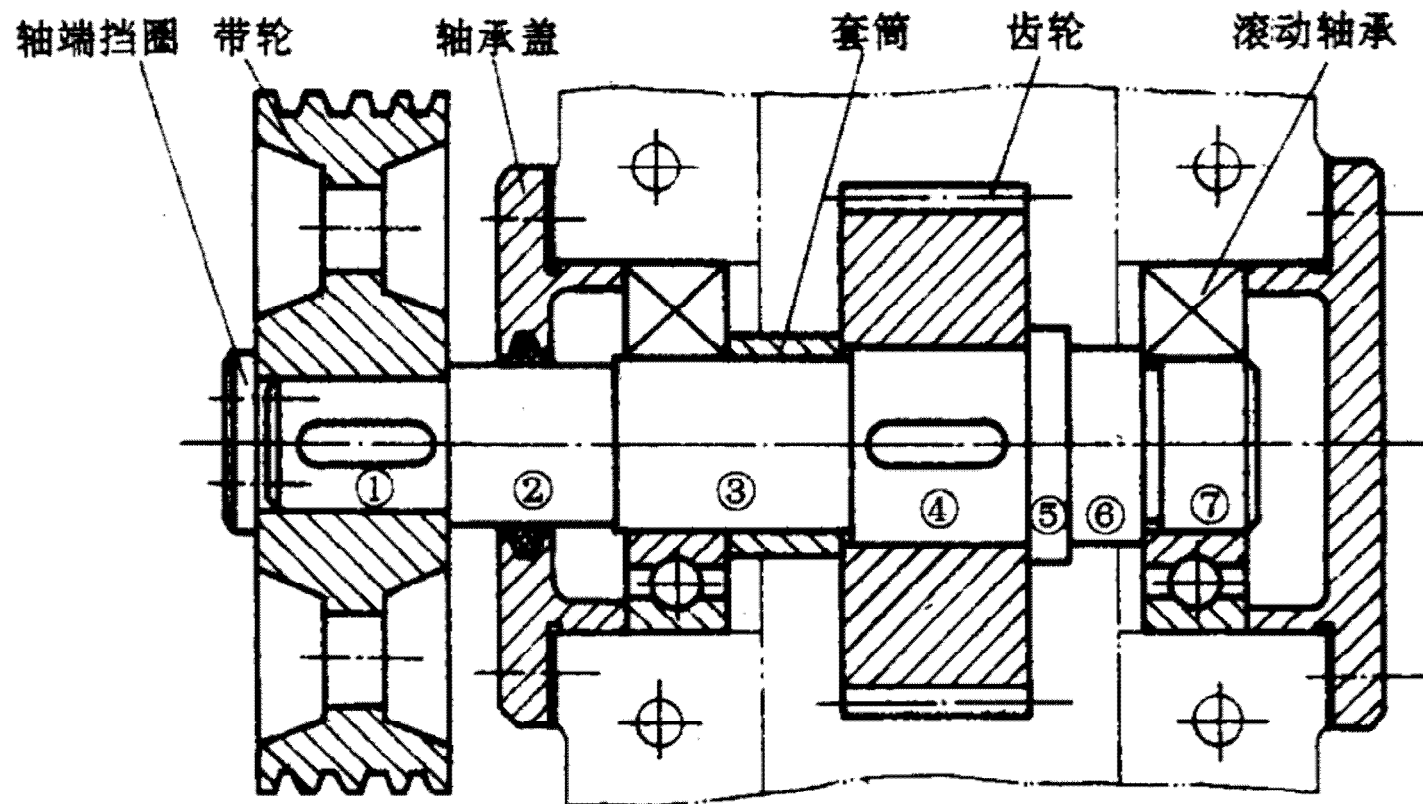
为便于轴上零件的装拆，一般轴都做成从轴端逐渐向中间增大的阶梯状。装零件的轴端应有倒角，需要磨削的轴端有砂轮越程槽，车螺纹的轴端应有退刀槽。





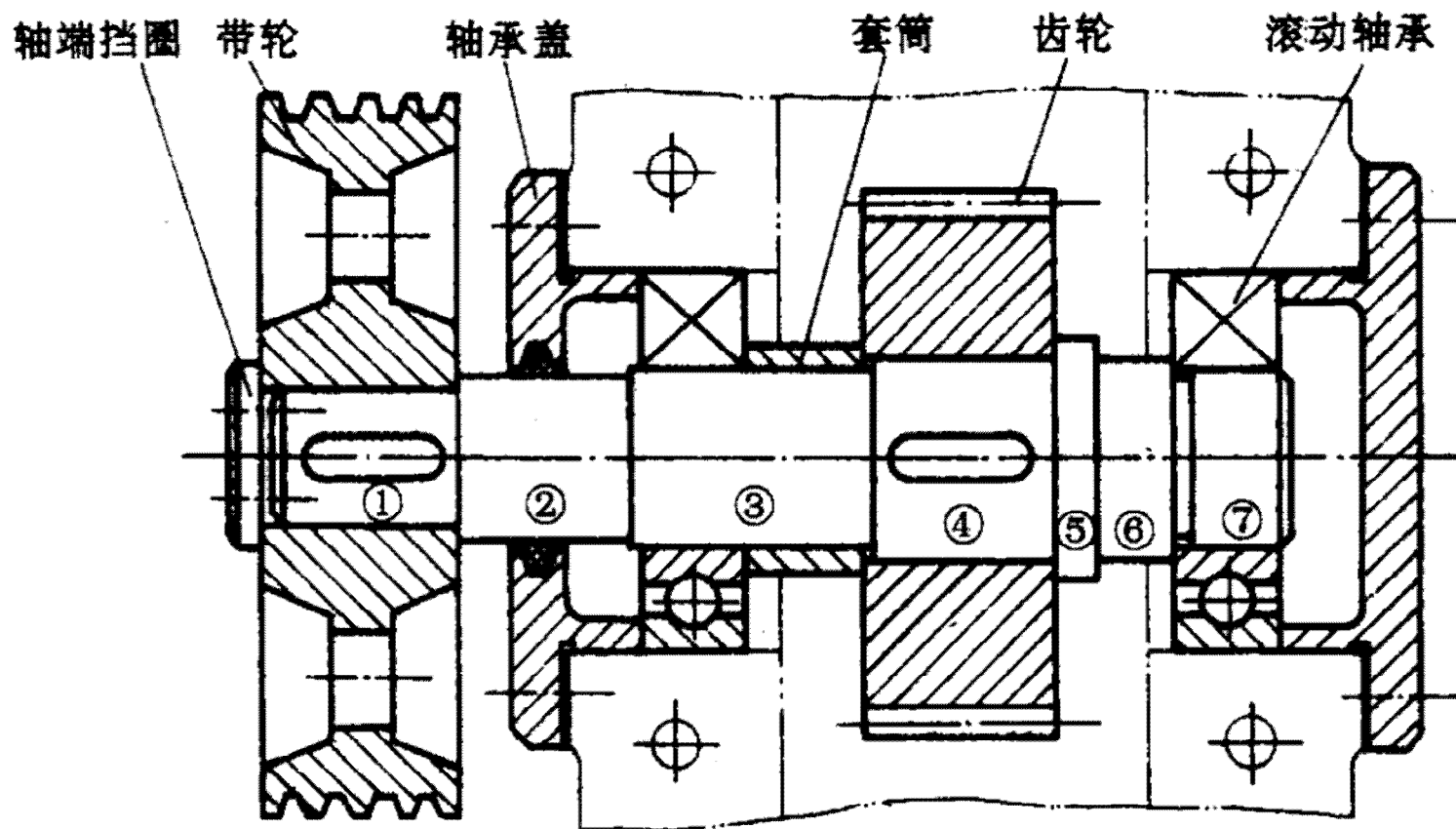
## 2、轴上零件的定位

- 轴上零件的轴向定位方式主要是轴肩和套筒定位。  
④、⑤间的轴肩使齿轮在轴上定位；①、②间的轴肩使带轮定位；⑥、⑦间的轴肩使右端滚动轴承定位



### 3.轴上零件的固定

- 轴上零件的轴向固定，常采用轴肩、套筒、螺母或轴端挡圈（又称压板）等形式。



### 3.轴上零件的固定

- 无法采用套筒或套筒太长时，可采用圆螺母加以固定(图14-8)。图14-9所示是轴端挡圈的一种型式。

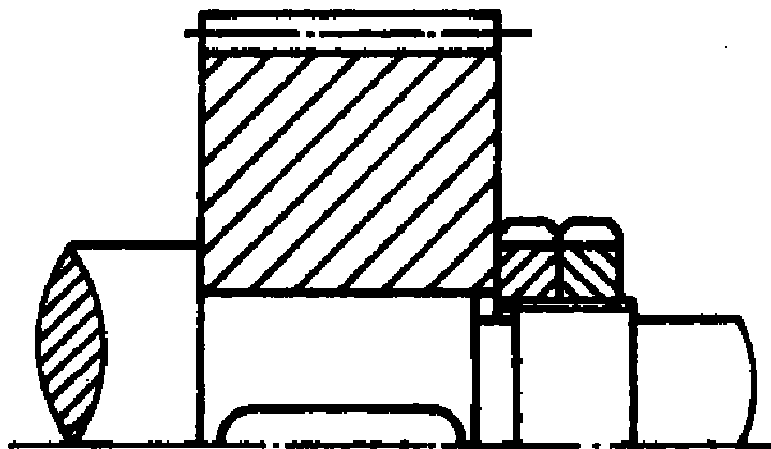


图 14-8 双圆螺母

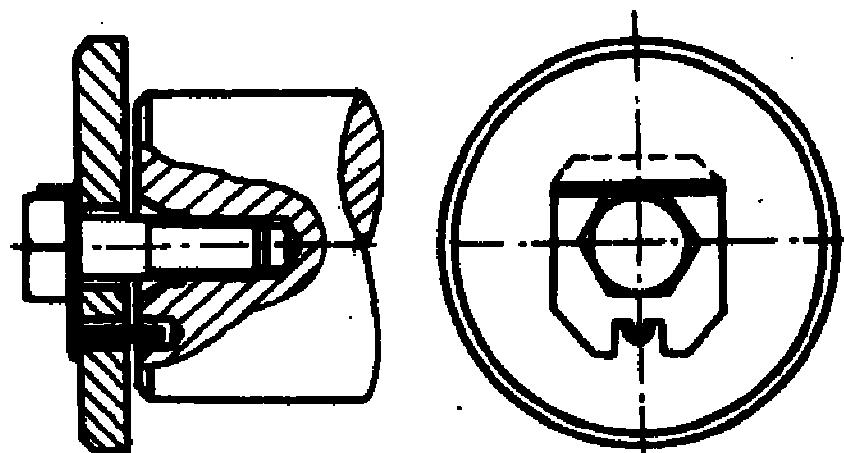
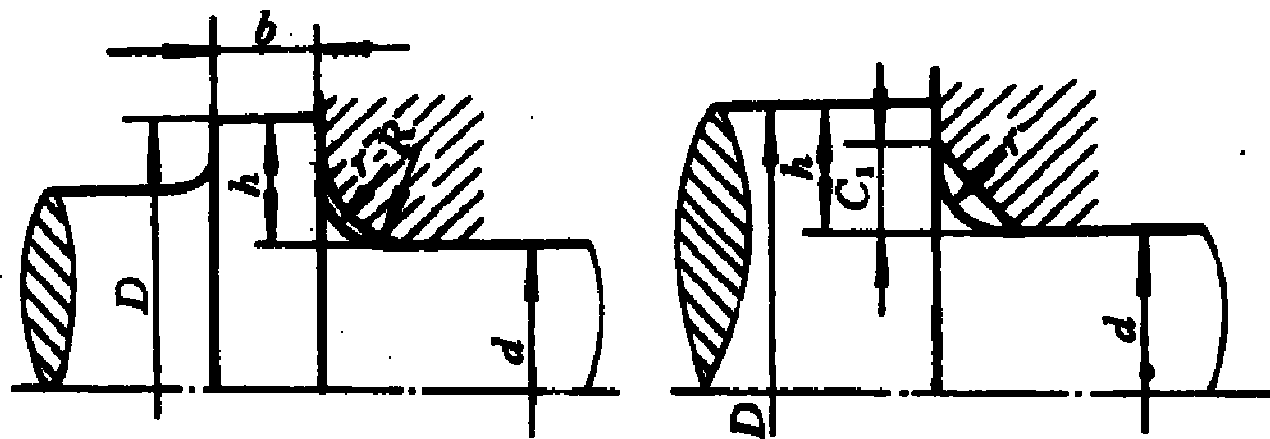


图 14-9 轴端挡圈

### 3.轴上零件的固定

- 为了保证轴上零件紧靠定位面（轴肩），轴肩的圆角半径 $r$ 必须小于相配零件的倒角 $C_1$ 或圆角半径 $R$ ，轴肩高 $h$ 必须大于 $C_1$ 或 $R$ 。



$$h \approx (0.07d + 3) \sim (0.1d + 5) \text{ mm}$$

$b \approx 1.4h$ （与滚动轴承相配合处的  $h$  和  $b$  值，见滚动轴承标准）。

图 14-10 轴肩圆角与相配零件的倒角（或圆角）

### 3.轴上零件的固定

- 轴向力较小时，零件在轴上的固定可采用弹性挡圈或紧定螺钉。

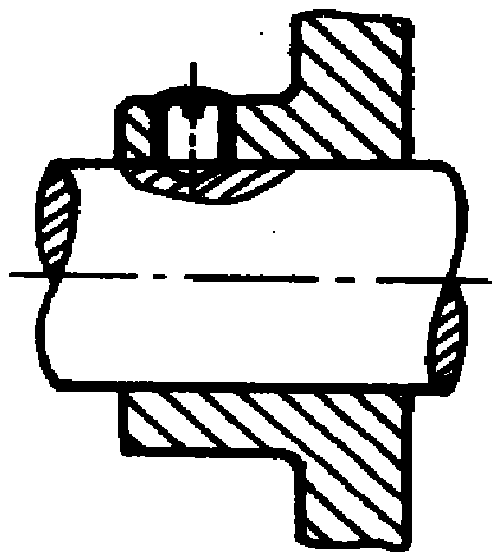


图 14-12 紧定螺钉

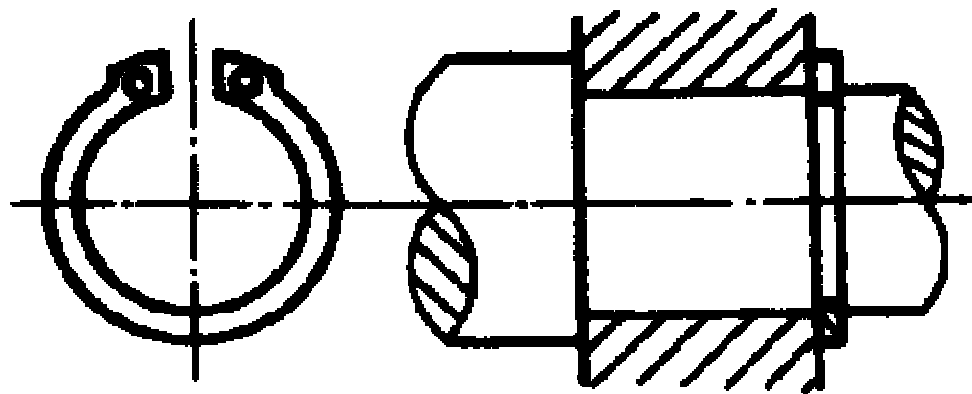


图 14-11 弹性挡圈

### 3.轴上零件的固定

- 轴上零件的周向固定，大多采用键、花键或过盈配合等联接形式。采用键联接时，为加工方便，各轴段的键槽应设计在同一加工直线上，并应尽可能采用同一规格的键槽截面尺寸（图14-13）。

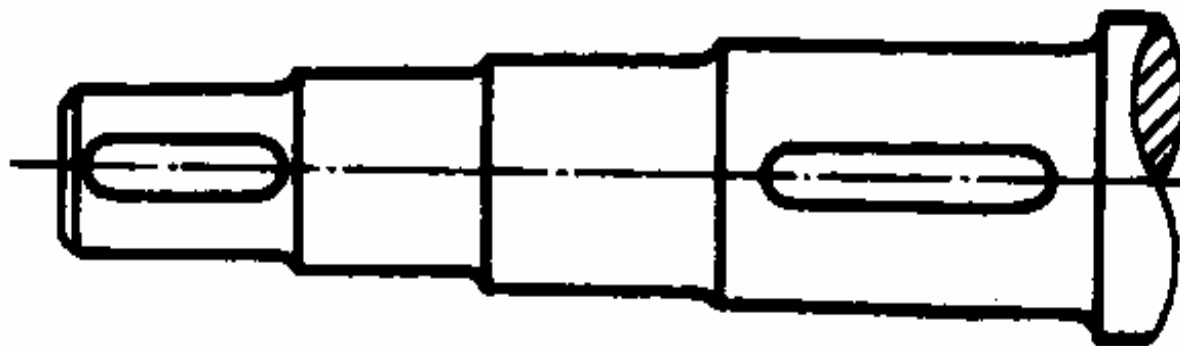
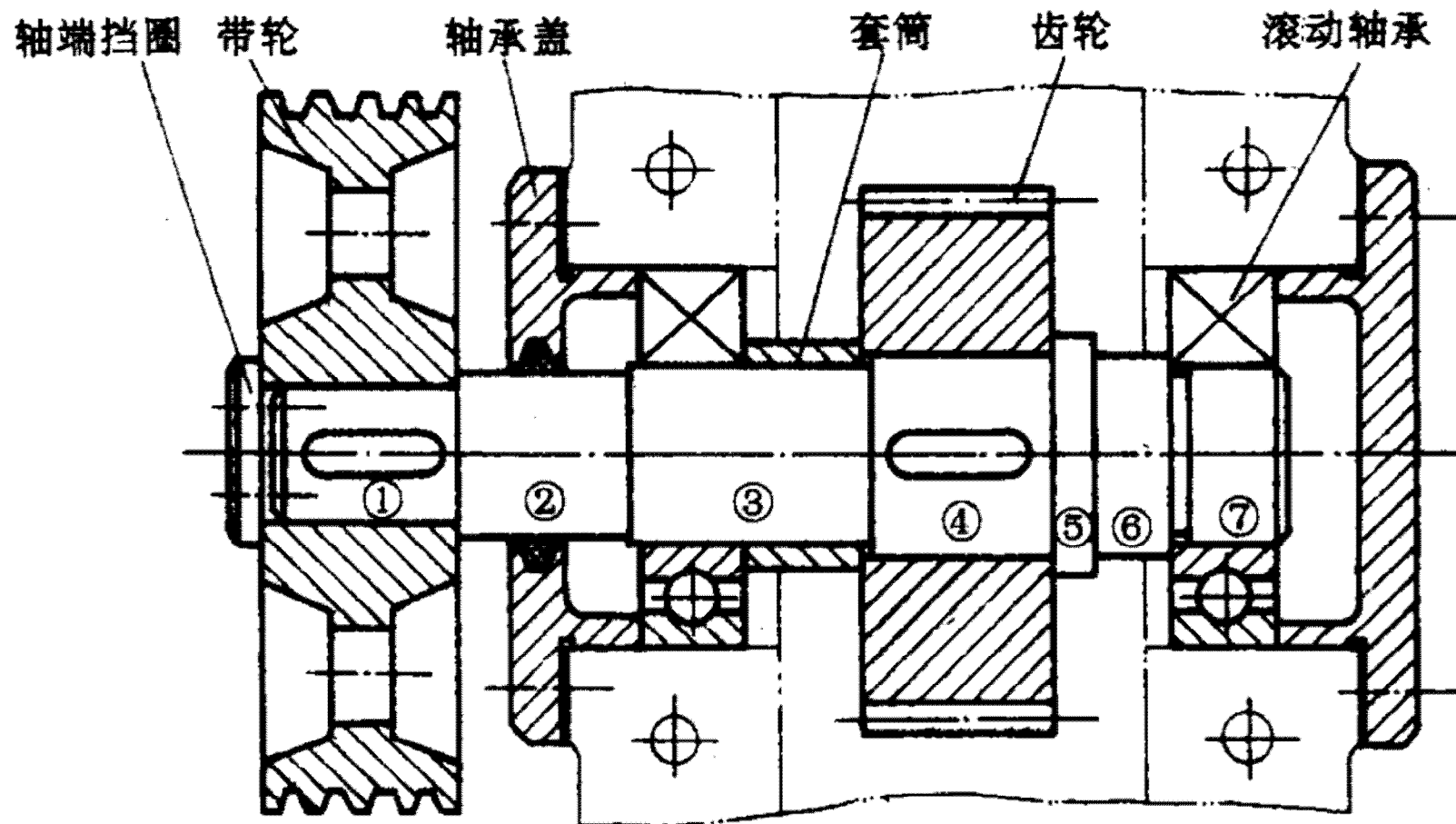


图14-13 键槽在同一加工直线上

## 4. 轴的各段直径和长度的确定



## 5.改善轴的受力状况，减小应力集中

- 合理布置轴上的零件可以改善轴的受力状况。

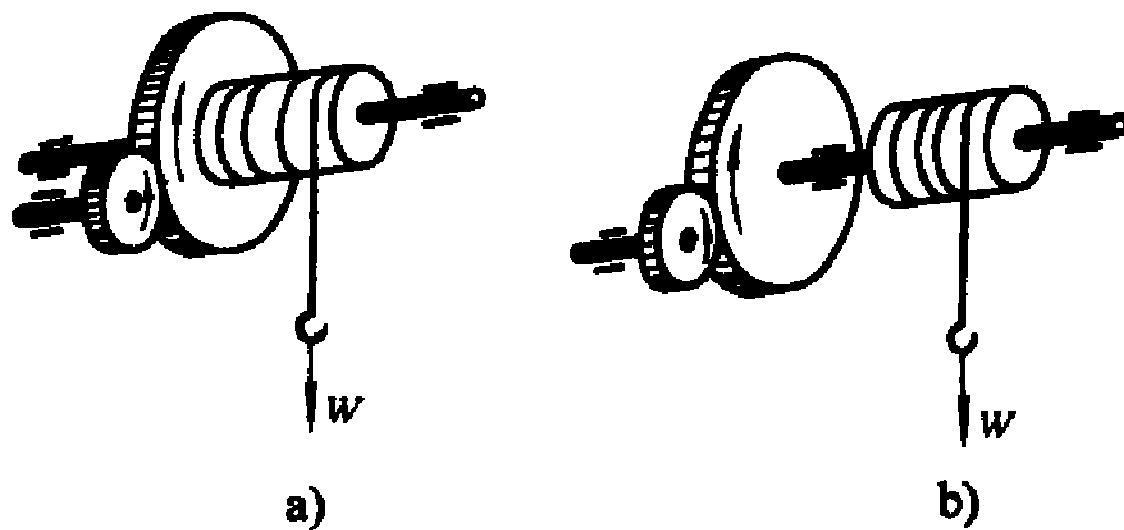


图 14-14 起重机卷筒



## 5.改善轴的受力状况，减小应力集中

- 当动力从两轮输出时，为了减小轴上载荷，应将输入轮布置在中间，如图14-15a所示，这时轴的最大转矩为 $T_1$ ；而在图14-15b的布置中，轴的最大转矩为 $T_1+T_2$ 。

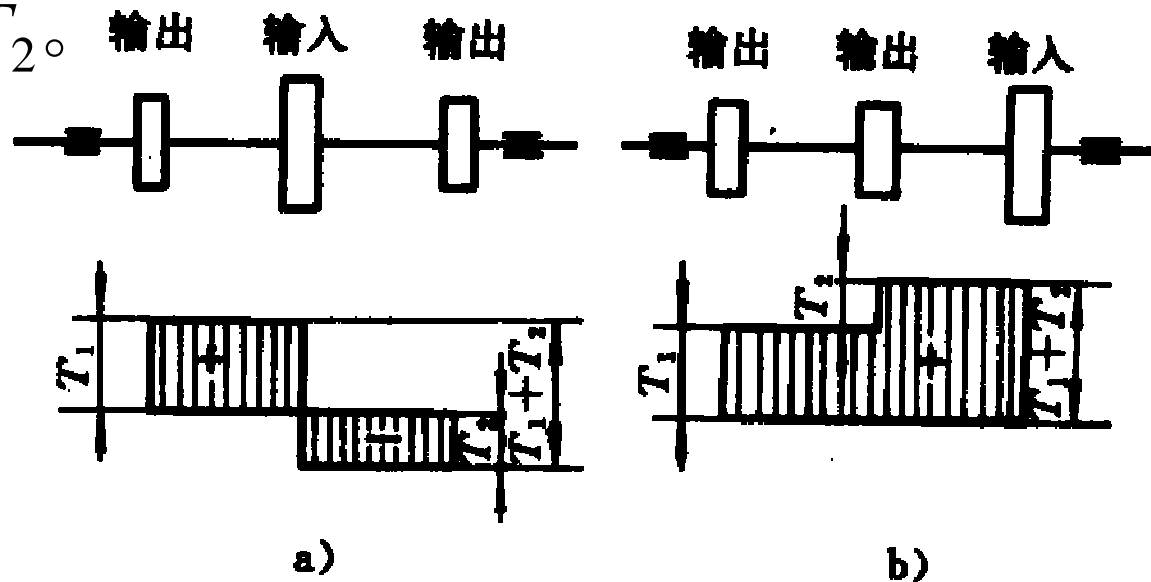


图 14-15 轴的两两种布置方案

## 5.改善轴的受力状况，减小应力集中

- 对阶梯轴来说，在截面尺寸变化处应采用圆角过渡，圆角半径不宜过小，并尽量避免在轴上开横孔、切口或凹槽。

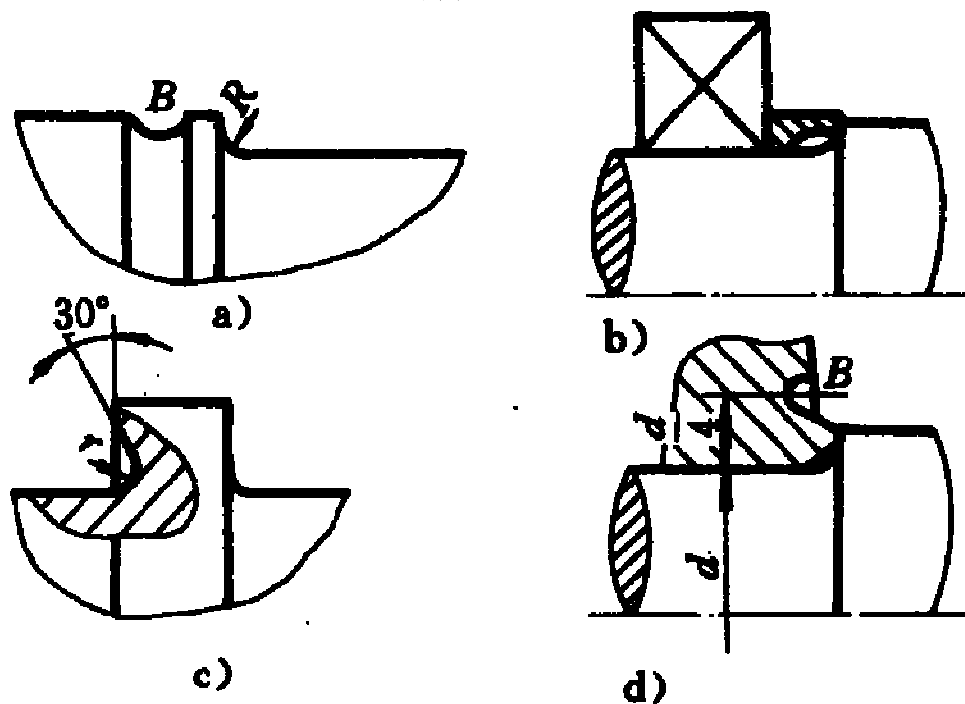


图 14-16 减小应力集中的措施

## 14-4 轴的强度计算

### … 按扭转强度计算

适用于只承受转矩的传动轴的精确计算，也可用于既受弯矩又受转矩的轴的近似计算。

对于只传递转矩的圆截面轴，其强度条件为

$$t = \frac{T}{W_T} \approx \frac{9.55 \times 10^6 P}{0.2 d^3 n} \leq [t] \quad (\text{MPa})$$

# 按扭转强度计算

- 对于既受扭矩又受弯矩作用的转轴，也可用此法来估算轴的强度，但必须把轴的许用扭转剪应力 $[\tau]$ 适当降低(见表14-2)，以考虑弯矩对轴的影响。但更多的时候是用这种方法来初步估算轴的直径，并由此进行轴的结构设计。

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6}{0.2[t]}} \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (\text{mm})$$

# 按弯扭合成强度计算

- 强度条件为：

$$s_e = \sqrt{s_b^2 + 4t^2} \leq [s_b]$$

- 弯曲应力：

$$s_b = \frac{M}{W} = \frac{M}{pd^3/32} \approx \frac{M}{0.1d^3}$$

- 扭切应力：

$$t = \frac{T}{W_T} = \frac{T}{2W}$$

W-----抗弯截面系数；

WT ----抗扭截面系数；

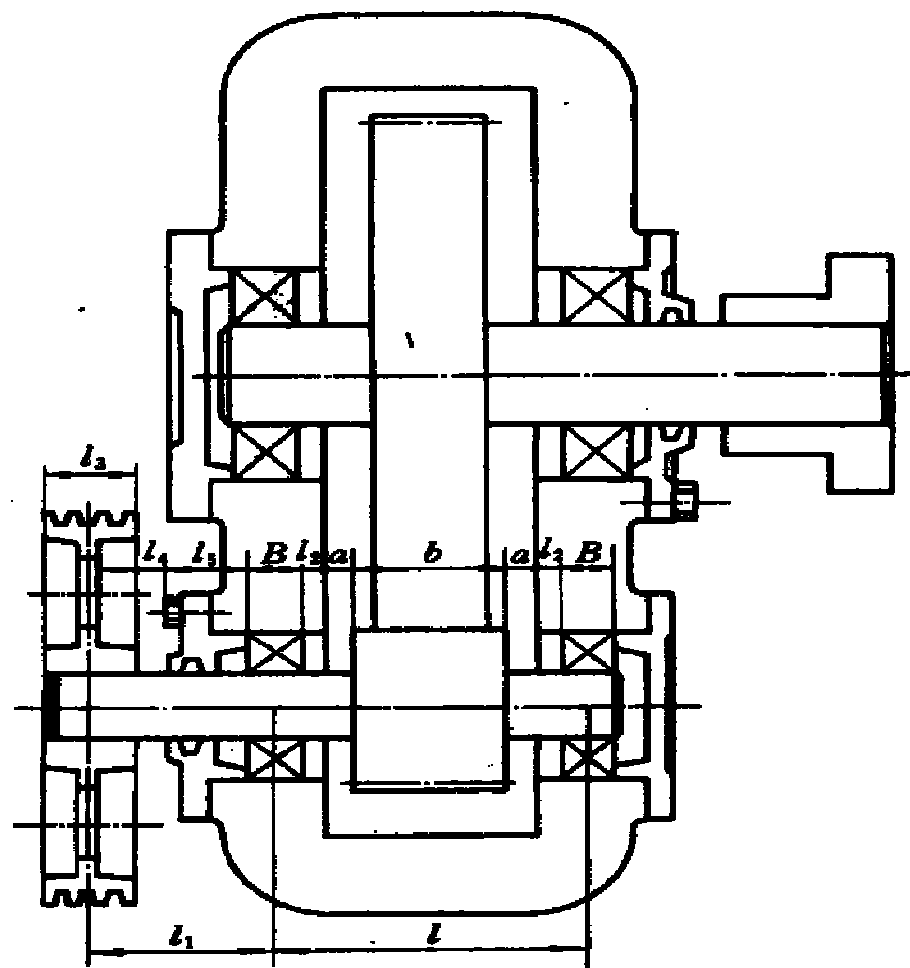


图 14-17 齿轮减速器设计草图

# 按弯扭合成强度计算

∴ 代入得

$$s_e = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{T}{2W}\right)^2} = \frac{1}{W} \sqrt{M^2 + T^2} \leq [s_b]$$

∴ 因 $\sigma_b$ 和 $\tau$ 的循环特性不同，折合后得：

$$s_e = \frac{M_e}{W} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{0.1d^3} \leq [s_{-1b}]$$

$\alpha$  ----折合系数

$M_e$  ---当量弯矩

# 按弯扭合成强度计算

折合系数取值:  $\alpha =$

0.3	----转矩不变
0.6	----脉动变化;
1	----频繁正反转。

设计公式:  $d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[S_{-1b}]}}$   $mm$

# 14-5 轴的刚度计算

- 轴受弯矩作用会产生弯曲变形（图14-19），受转矩作用会产生扭转变形（图14-20）。如果轴的刚度不够，就会影响轴的正常工作。

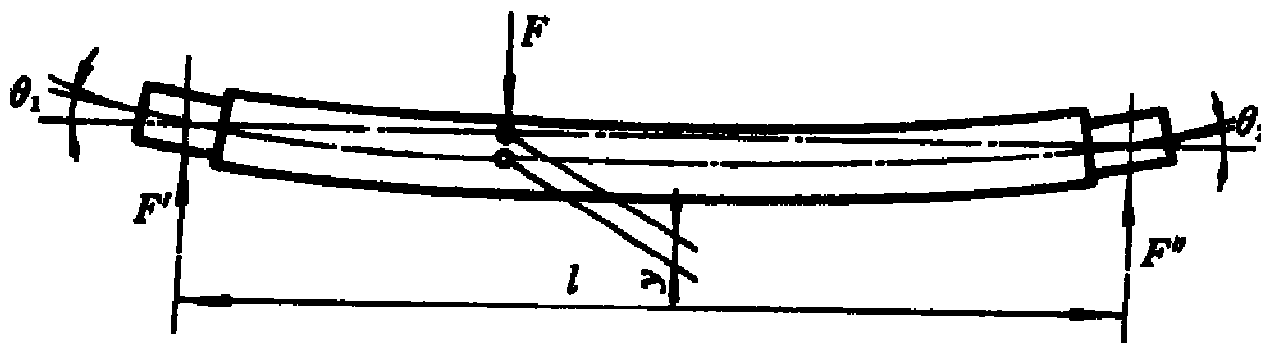


图 14-19 轴的挠度和转角

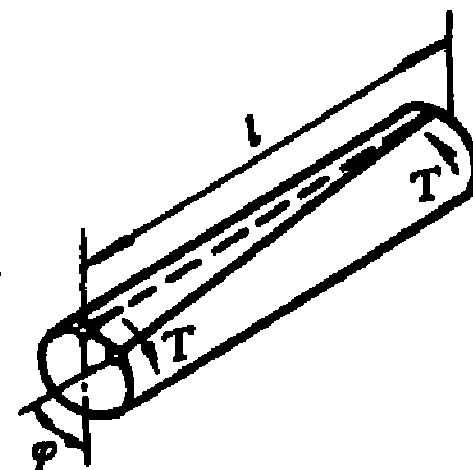


图 14-20 轴的扭角



## 14-5 轴的刚度计算

$$\left. \begin{array}{l} \text{挠度} \quad y \leq [y] \\ \text{转角} \quad q \leq [q] \\ \text{扭角} \quad j \leq [j] \end{array} \right\} \quad (14-7)$$

- 式中 $[y]$ 、 $[\theta]$ 、 $[\varphi]$ 分别为许用挠度、许用转角和许用扭角，其值见表14-4。

# 一、弯曲变形计算

.. 计算轴在弯矩作用下所产生的挠度 $y$ 和转角 $\theta$ 的方法很多。

1) 按挠度曲线的近似微分方程式积分求解；

2) 变形能法。对于等直径轴，用前一种方法较简便；

对于阶梯轴，用后一种方法较适宜。

## 二、扭转变形计算

等直径轴的扭转角：

$$j = \frac{Tl}{GI_p} = \frac{32Tl}{Gpd^4} \quad rad$$

其中：T----转矩；

l ----轴受转矩作用的长度；

d ----轴径；

G----材料的切变模量；

I<sub>p</sub>----轴截面的极惯性矩

阶梯轴的扭转角：

$$j = \frac{1}{G} \sum_{i=1}^n \frac{Tl_i}{I_{pi}} \quad rad$$

# 14-6 轴的临界转速的概念

- .. 当强迫振动的频率与轴系的自振频率相重合或接近时，轴系将产生剧烈的振动，这种现象称为共振。
- .. 轴在共振时的转速称为轴的临界转速。
- .. 工作转速低于一阶临界转速的轴称为刚性轴；超过一阶临界转速的轴称为挠性轴。
- .. 对于刚性轴，应使工作转速  $n \leq (0.75 \sim 0.8) n_{c1}$  ；
- .. 对于挠性轴，应使  $1.4 n_{c1} \leq n \leq 0.7 n_{c2}$  。