



ME311 | 机械设计

2023年秋季

# 第04章

# 轴承及轴设计

# 习题课

宋超阳

南方科技大学

# 滚动轴承

## 5.1.1 主要内容

本章的主要内容可归纳为如下三个部分。

### 1. 滚动轴承的类型、特点、选择原则和方法

这部分主要介绍常见的十种基本类型轴承的特点及其应用,在此基础上,进一步阐述选择滚动轴承的基本原则和方法。

轴承类型的选择,对于没有实践经验的学生来说有一定的难度,因为要正确选用轴承的类型,除了要掌握各类轴承的特点外,还要考虑设计的具体要求、轴承的来源及经济性等,并要积累一定的经验。只有把各种因素和轴承的性能、特点结合起来,进行仔细的分析、比较,才能选出合理的轴承。

由于轴承的类型、型号很多,为了便于应用,各国都对每一具体的轴承规定了代号。因此,学习这部分时,对常用轴承的代号也应熟记。

## 2. 滚动轴承承载能力的校核计算

为了进行轴承承载能力的计算,必须了解轴承在不同工况下的主要失效形式,确定计算准则,并以计算准则为依据,建立相应的承载能力计算公式。因此,这部分的内容主要包括如下三个方面。

### (1) 轴承的主要失效形式。

在一般情况下工作的轴承,只要类型选择合适,安装、维护正确,绝大多数均因轴承元件表面的疲劳点蚀而报废。因此,对于在这种情况下工作的轴承,应按疲劳寿命核算其承载能力。

对于工作处于静止状态、缓慢摆动或极低速运转(转速  $n < 10$  r/min)的轴承,其主要失效形式是在载荷作用下轴承元件产生过大的塑性变形。因此,在这种情况下工作的轴承,应按静强度的要求,以轴承元件不发生过大的塑性变形为依据,进行轴承承载能力的校核计算。

综上所述,滚动轴承承载能力的计算,包括轴承的疲劳寿命计算和轴承的静强度计算两个方面。

(2) 滚动轴承的疲劳寿命计算。

其核心是建立疲劳寿命的计算公式,即

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon \quad (5-1)$$

以及如何利用上式核算滚动轴承的疲劳寿命。

为了正确理解与应用这一计算公式,要分清基本额定寿命  $L_{10}$ 、基本额定动负荷  $C$ (径向基本额定动负荷以  $C_r$  表示,轴向基本额定动负荷以  $C_a$  表示)、当量动负荷  $P$ (径向当量动负荷以  $P_r$  表示,轴向当量动负荷以  $P_a$  表示)的概念及当量动负荷的计算方法。在此基础上,掌握滚动轴承疲劳寿命的计算方法。

(3) 滚动轴承的静强度计算。

其计算公式简单表述为

$$C_0 \geq S_0 P_0 \quad (5-2)$$

要分清基本额定静负荷  $C_0$ (径向基本额定静负荷以  $C_{0r}$  表示,轴向基本额定静负荷以  $C_{0a}$  表示)、静强度安全系数  $S_0$  和当量静负荷  $P_0$ (径向当量静负荷以  $P_{0r}$  表示,轴向当量静负荷以  $P_{0a}$  表示)的概念,关键是掌握当量静负荷的计算方法。

### 3. 滚动轴承部件的组合设计

滚动轴承部件主要由轴、轴承、轴承支座以及其他有关零件组成。所谓组合设计,就是将这些零件组合成合理的轴承部件结构,使之能满足工作中提出的种种要求,如正确解决轴承的装拆、配合、紧固、调节、润滑、密封等问题。

#### (1) 轴承的装拆。

轴承在轴上的安装有正装和反装两种方式。这两种不同的安装方式,在结构上也有所不同,应从轴系刚度、轴承寿命及轴系结构等方面分析比较它们的优缺点,择优选用。

轴系组合结构的设计要满足轴承安装与拆卸方便的要求。

#### (2) 轴承的配合。

轴承和轴、机座之间应有合理的配合,才能保证轴承正常工作。必须注意,滚动轴承的配合,与一般圆柱体的配合相比,有其一定的特点。

#### (3) 轴承的轴向固定。

其目的是控制轴、轴承相对于机座的轴向移动,同时又能保证发生热变形时有伸缩的可能。为保证滚动轴承轴系能正常传递轴向力而不发生窜动,在轴向零件定位固定的基础上,必须合理地设计轴系支点轴向固定结构。轴承部件轴向固定的基本形式有两端单向固定(简称全固式)、一端双向固定一端游动(简称固游式)和两端游动(简称全游式)等三种。要重点掌握这三种基本形式,在结构上实现其轴向固定和游动的方法及特点。

#### (4) 轴承部件组合的调整。

在进行轴系零件安装时,往往需要调整传动零件(如齿轮、蜗杆或蜗轮等)的啮合位置和轴承的间隙,使之具有最佳状态。例如锥齿轮的轴向位置的调整靠套杯与机体之间的调整垫片组来实现;在整体式蜗杆减速器中,蜗轮的轴向位置靠大端盖与机体间的调整垫片组来实现;轴承的间隙通常通过改变垫片组的厚度或采用带螺纹的零件来调整。

#### (5) 轴承的润滑与密封。

它包括如何正确地选用润滑油的种类和润滑方式,以及在什么情况下选用何种密封装置等。

为了掌握这部分内容,必须充分了解轴承组合设计的基本要求,并对一些基本典型结构进行认真分析、比较,理解其要领,还要对轴承组合的错误结构进行改正的练习。

## 5.1.2 基本要求

滚动轴承是一个多种元件的合体(部件),它是由专门工厂大量生产的标准件,其类型、尺寸以及精度等,已有国家标准。因此,无须对轴承本身进行设计,只需按照不同机器的要求,选用合适的轴承,掌握轴承承载能力的校核计算方法,并能合理进行轴承部件的组合设计。因此,学习本章的基本要求概括起来有如下三点。

- (1) 能正确地选择轴承的类型。
- (2) 掌握轴承承载能力校核计算方法,包括轴承疲劳寿命计算与静强度计算。
- (3) 能合理进行滚动轴承部件的组合设计,要求既能识别其错误结构,又能按实际工作情况,构思出轴承组合结构图。

## 5.2.1 重点内容分析

### 1. 滚动轴承类型的选择

要了解各类轴承的特点,并掌握选择轴承的原则,才能正确选择轴承的类型。选择轴承时,要考虑的主要因素是轴承所受的负荷(包括大小和方向)和转速的大小以及特殊的工作条件。同尺寸的滚子轴承与球轴承相比,承载能力较强,但极限转速较低。

### 2. 滚动轴承疲劳寿命的计算

要正确理解与灵活应用下面两个轴承疲劳寿命的计算公式:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_r f_t}{P_r} \right)^\epsilon \quad (\text{h}) \quad (5-3a)$$

$$C'_r = \frac{P_r}{f_t} \sqrt[\epsilon]{\frac{60nL'_h}{10^6}} \quad (\text{N}) \quad (5-3b)$$

若已知轴承的转速  $n$ , 并初选轴承型号, 能从轴承手册中查出径向基本额定动负荷  $C_r$ , 同时能根据轴承受力分析求出当量动负荷  $P_r$ , 则可按式(5-3 a)求出轴承的寿命  $L_h$  (h)。

若当量动负荷  $P_r$  和转速  $n$  均为已知, 预期计算寿命  $L'_h$  也已取定, 则可按式(5-3 b)计算所得的  $C'_r$ , 从轴承手册中选择轴承, 使所选轴承的  $C_r \geq C'_r$ 。



### 3. 滚动轴承部件的组合设计

滚动轴承部件的组合设计,除了正确选择轴承的类型和尺寸外,还要合理解决轴承的装拆、配合、固紧、调节、润滑、密封等问题。为了较好地掌握这部分内容,要侧重理解如下两种典型的轴承部件的组合设计。

#### 1) 全固式

(1) 斜齿轮轴或蜗轮轴,两端用角接触球轴承或圆锥滚子轴承进行轴承部件的组合设计。如图 5-1 所示,对于这类轴承的组合结构正确与否,主要应从以下几方面考虑:①轴上零件的位置是否固定可靠;②轴向力能否正确传递给机座;③轴承间隙能否便于调整等。此外,轴承

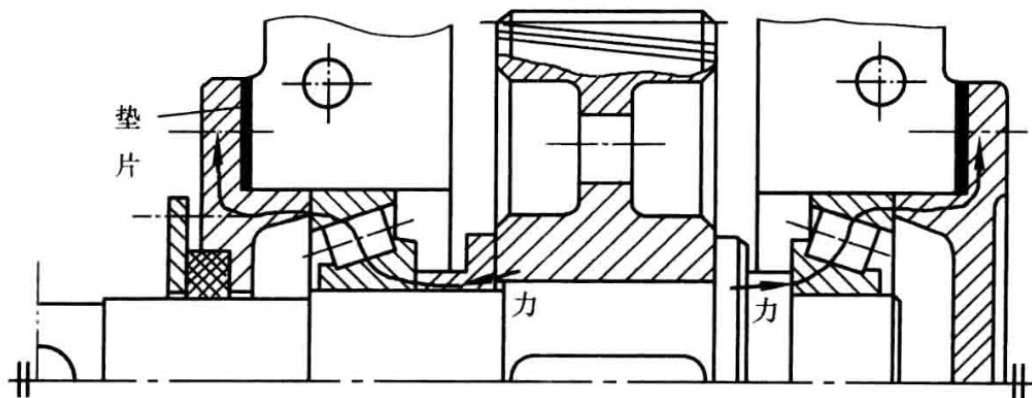


图 5-1 斜齿轮轴承部件的组合设计

的装拆、润滑、密封等也应注意与工作要求相适应。

这类结构定位较简单,齿轮靠凸肩或套筒定位,轴承内圈靠套筒或凸肩定位,外圈靠轴承盖顶住。其轴向力传递路线如图中箭头所示。轴承间隙用轴承盖与机座间的垫片来调节。斜齿轮直径较大时,两轴承内侧可不用挡油盘。采用 J 形无骨架橡胶油封密封,适用于中速、中载,轴承跨度小于 300 mm 的场合。

(2) 小锥齿轮轴承部件的组合设计。如图 5-2 所示,对于这类轴承的组合结构正确与否,应从以下几方面考虑:①轴上零件位置是否固定可靠;②轴向力能否正确传递给机座;③轴承间隙和轴系的轴向位置能否便于调整等。

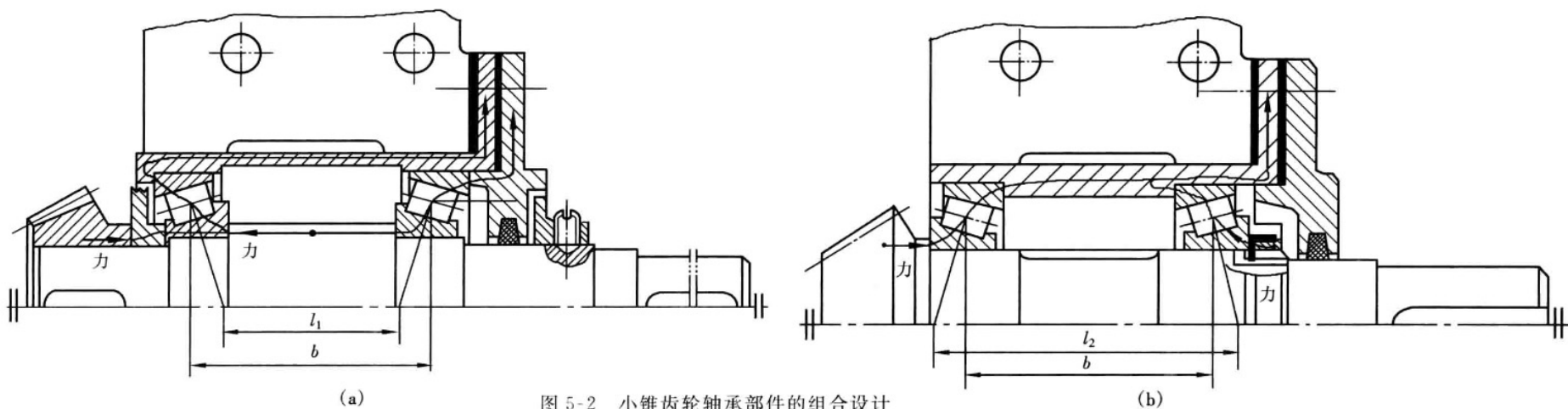


图 5-2 小锥齿轮轴承部件的组合设计

图 5-2(a)采用圆锥滚子轴承,正排列,结构简单,安装、调整方便。套杯内、外两组垫片可分别用来调整轮齿的啮合位置及轴承的间隙。其轴向力传递路线如图中箭头所示。若用于转速较高场合,则采用角接触球轴承并采用组合式密封。

图 5-2(b)采用圆锥滚子轴承,反排列,与图 5-2(a)方案比较,虽支承刚度稍大,但结构较复杂,安装和调整也不方便,故应用不广。它靠套杯与机座间的垫片调整锥齿轮的轴向位置,而靠轴上的圆螺母来调整轴承的间隙。其轴向力传递路线如图中箭头所示。当用于转速较高和载荷不大的场合时,也可采用角接触球轴承,并采用毡圈密封。

## 2) 固游式

这类轴承组合结构的正确与否,主要也是从轴上零件位置是否固定可靠,轴向力能否传给机座,轴承间隙及轴系轴向位置的调整是否方便等方面来考虑。较典型的是蜗杆轴的两种轴承部件组合设计。

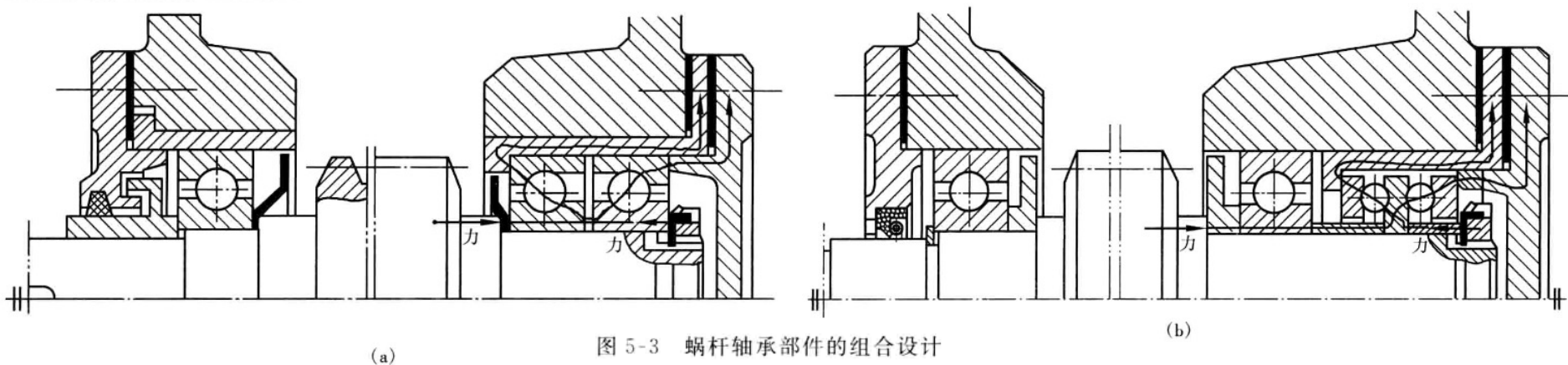


图 5-3 蜗杆轴承部件的组合设计

图 5-3(a)所示为常见的下置式蜗杆传动轴承部件的组合设计。右端采用一对角接触球轴承,承受双方向的轴向力(传力路线如图中箭头所示),也能承受径向力,左端采用深沟球轴承,为游动支承。轴承的间隙靠圆螺母调节,蜗杆的轴向位置靠套杯与机座间的垫片来调整。两轴承内侧加挡油盘,防止蜗杆转动时油过多地进入轴承。采用组合式密封。可用于转速较高、功率不大和轴承跨距较大的场合。

图 5-3(b)所示为又一种典型的蜗杆轴承部件的组合设计。在轴的两端分别装一个深沟球轴承来承受径向力。右端再装一个双向推力球轴承来承受双向轴向力(传力路线如图中箭头所示)。轴承间隙靠轴承盖与套杯间的垫片来调节,而蜗杆的轴向位置靠套杯与机座间的垫片来调整。左端为游动端,可允许较大的游动量。与图(a)一样,两轴承内侧加挡油盘。采用J形骨架式橡胶油封密封。它用于转速不高的场合。

## 5.2.2 难点内容分析

### 1. 角接触球轴承和圆锥滚子轴承轴向负荷的计算

由于轴承安装情况与受载情况的复杂性,角接触球轴承与圆锥滚子轴承轴向负荷的计算具有较大的难度,弄不好往往容易出错。故要学会与掌握正确的分析方法,才能使这一问题顺利得到解决。

这两类轴承因存在公称接触角  $\alpha$ ,当轴上仅作用径向负荷  $F_R$  时,在两支承上将产生径向支反力  $R_1$ 、 $R_2$  及内部轴向力  $S_1$ 、 $S_2$ ;当轴上同时作用径向负荷  $F_R$  与轴向负荷  $F_A$  时,则要综合考虑  $S$  和  $F_A$  的作用。具体按力的平衡关系来计算(见图 5-4)。

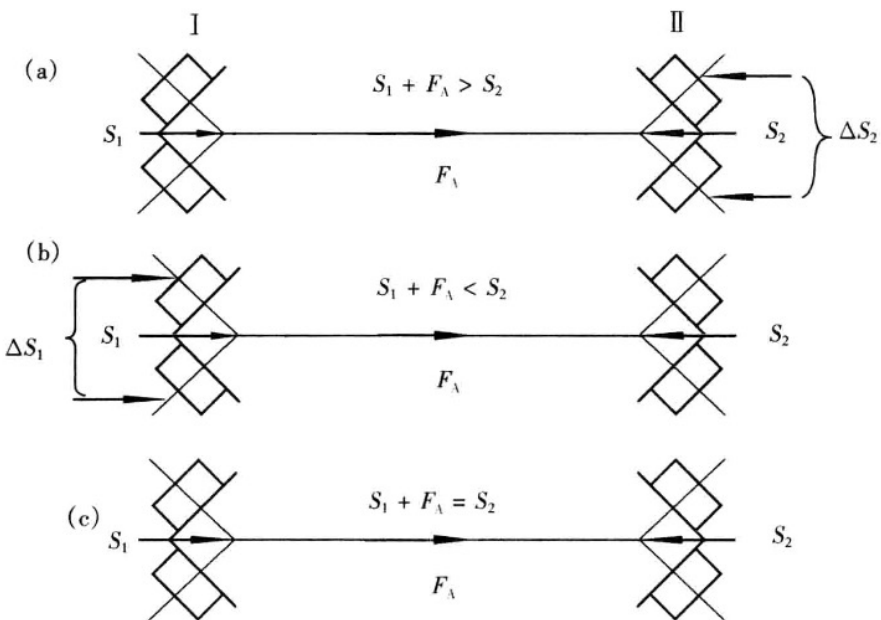


图 5-4 力的平衡关系

第一步,按轴承安装方式,判定轴承内部轴向力的方向。轴承正装或反装,其  $S$  方向有所不同,但  $S$  总是处于内圈与滚动体相对于外圈脱离的方向。

第二步,综合考虑  $S$  与  $F_A$ ,以判断轴受力后将产生向哪边移动的趋势,从而确定达到静力平衡所需压紧某轴承所给的力。

第三步,按静力平衡的关系,求出轴承所受的轴向负荷  $A$ 。

详细分析计算如下。

(1) 若  $F_A + S_1 > S_2$  (见图 5-4(a)),按静力平衡

$$S_1 + F_A = S_2 + \Delta S_2 \quad (\Delta S_2 \text{ 为轴承盖给轴承 II 的反力})$$

则轴承所受的轴向负荷为

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= S_1 \\ A_2 &= S_1 + F_A \end{aligned} \right\} \quad (5-4)$$

(2) 若  $S_1 + F_A < S_2$  (见图 5-4(b)),按静力平衡

$$S_2 = S_1 + F_A + \Delta S_1 \quad (\Delta S_1 \text{ 为轴承盖给轴承 I 的反力})$$

则轴承所受的轴向负荷为

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= S_2 - F_A \\ A_2 &= S_2 \end{aligned} \right\} \quad (5-5)$$

(3) 若  $S_1 + F_A = S_2$ ,分离体处于平衡状态,则轴承所受的轴向负荷为

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= S_2 - F_A = S_1 \\ A_2 &= S_1 + F_A = S_2 \end{aligned} \right\} \quad (5-6)$$

以上是  $F_A$  与  $S_1$  同向的情况。若  $F_A$  与  $S_2$  反向,也将得到类似的结果。

常用的归纳方法有以下三种。

(1) “压紧端”判别法。

首先,判明轴上全部轴向力合力的指向,确定“压紧端”和“放松端”轴承;其次,“压紧端”轴承的轴向负荷等于除其本身的内部轴向力外其他所有轴向力的代数和;最后,“放松端”轴承的轴向负荷等于它本身的内部轴向力。

此法必须作力的分析,但仍较简便。

(2) 将轴承视为平衡体法。

把轴承 I、II 视为力的平衡体,计算其内力与外力,两者比较大者为轴承实际所受的轴向负荷  $A$ 。符号规定:与轴承内力方向相反者为正,反之为负。此法无须作力的分析,计算简单,不会出错。

(3) 公式计算法。

按分析,归纳出两个计算轴承轴向负荷的公式:

$$A_1 = \left\{ \begin{array}{l} S_1 \\ S_2 \pm F_A (F_A \text{ 与 } S_2 \text{ 同向取正,反向取负}) \end{array} \right\} \quad \text{取二者中较大值} \quad (5-7)$$

$$A_2 = \left\{ \begin{array}{l} S_2 \\ S_1 \pm F_A (F_A \text{ 与 } S_1 \text{ 同向取正,反向取负}) \end{array} \right\} \quad \text{取二者中较大值} \quad (5-8)$$

此法无须作力的分析,计算亦简便。

无论读者用何种方法计算,其结果都是一样的,大家可按具体情况选择使用。

例 1 如图 5-5 所示,已知  $R_1=300\text{ N}$ ,  $R_2=400\text{ N}$ ,  $F_A=100\text{ N}$ , 求  $A_1$ 、 $A_2$ 。

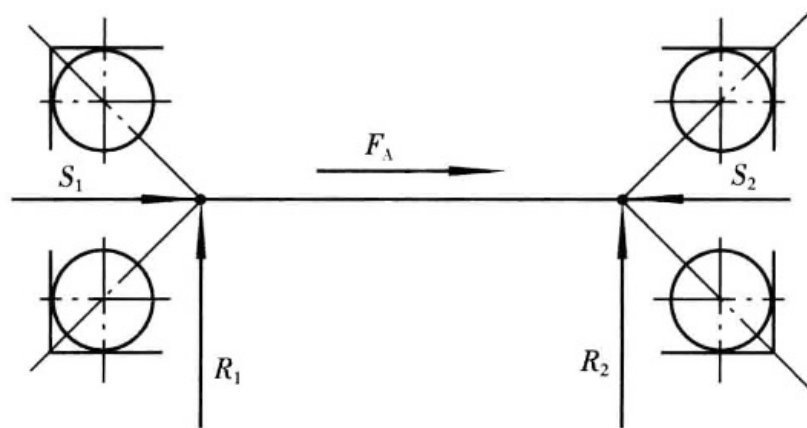


图 5-5 例 1 图

解题要点:

(1) 求  $S$ 。

按 7210C 型号的角接触球轴承,  $S=0.4R$ , 则

$$S_1 = 0.4R_1 = 0.4 \times 300\text{ N} = 120\text{ N}$$

$$S_2 = 0.4R_2 = 0.4 \times 400\text{ N} = 160\text{ N}$$

(2) 求  $A_1$ 、 $A_2$ 。

$$A_1 = S_1 = 120\text{ N(内力)}$$

$$A_1 = S_2 - F_A = (160 - 100)\text{ N} = 60\text{ N(外力)}$$

则  $A_1 = 120\text{ N}$ (放松端)。

$$A_2 = S_2 = 160\text{ N(内力)}$$

$$A_2 = S_1 + F_A = (120 + 100)\text{ N} = 220\text{ N(外力)}$$

则  $A_2 = 220\text{ N}$ (压紧端)。

## 2. 滚动轴承部件的组合设计

这类问题十分重要,对初学者来说,也比较难于掌握,特别是对缺乏感性知识的学生来说,往往对轴承部件的组合设计图都看不大懂或不易理解,这就要求大家在明确轴承组合设计的基本原则后,对照实物,重点理解全固式与固游式两类的典型结构,最好还要多看一些图册上的实际结构。为了加深对这类问题的认识,下面举例对几类典型错误结构进行较详细的分析。

**例 2** 试分析齿轮、轴、轴承部件组合设计的错误结构(见图 5-6),并改正之。齿轮用油润滑,轴承用脂润滑。

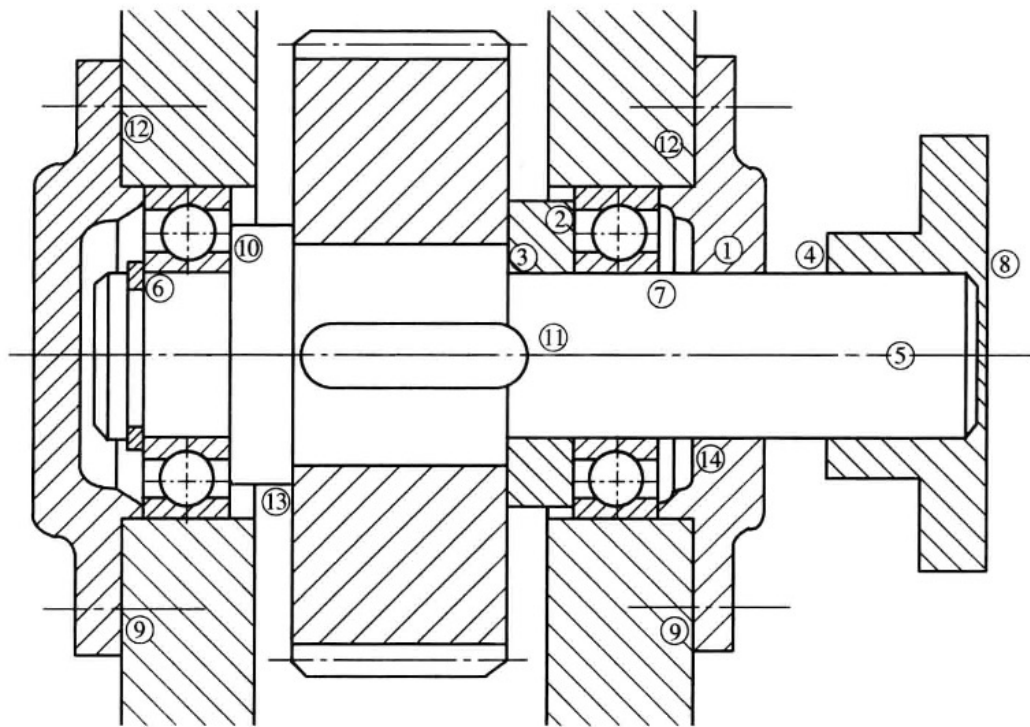


图 5-6 例 2 图

### 解题要点:

此轴承组合设计有以下四个方面的错误。

- (1) 转动件与静止件接触。
  - ① 轴与端盖;
  - ② 套筒与轴承外圈。
- (2) 轴上零件未定位、未固定。
  - ③ 套筒顶不住齿轮(过定位);
  - ④ 联轴器未定位;
  - ⑤ 联轴器周向及轴向皆未固定;
  - ⑥ 卡圈不需要。
- (3) 工艺不合理。

加工:⑦ 精加工面过长且装拆轴承不便;

⑧ 联轴器孔未打通;

⑨ 箱体端面加工面与非加工面没有分开。

安装:⑩ 轴肩过高,无法拆卸轴承;

⑪ 键过长,套筒无法装入。

调整:⑫ 无垫片,无法调整轴承游隙。

(4) 润滑和密封问题。

⑬ 齿轮用油润滑,轴承用脂润滑而无挡油盘;

⑭ 缺密封件。

改正后的正确结构见图 5-7。

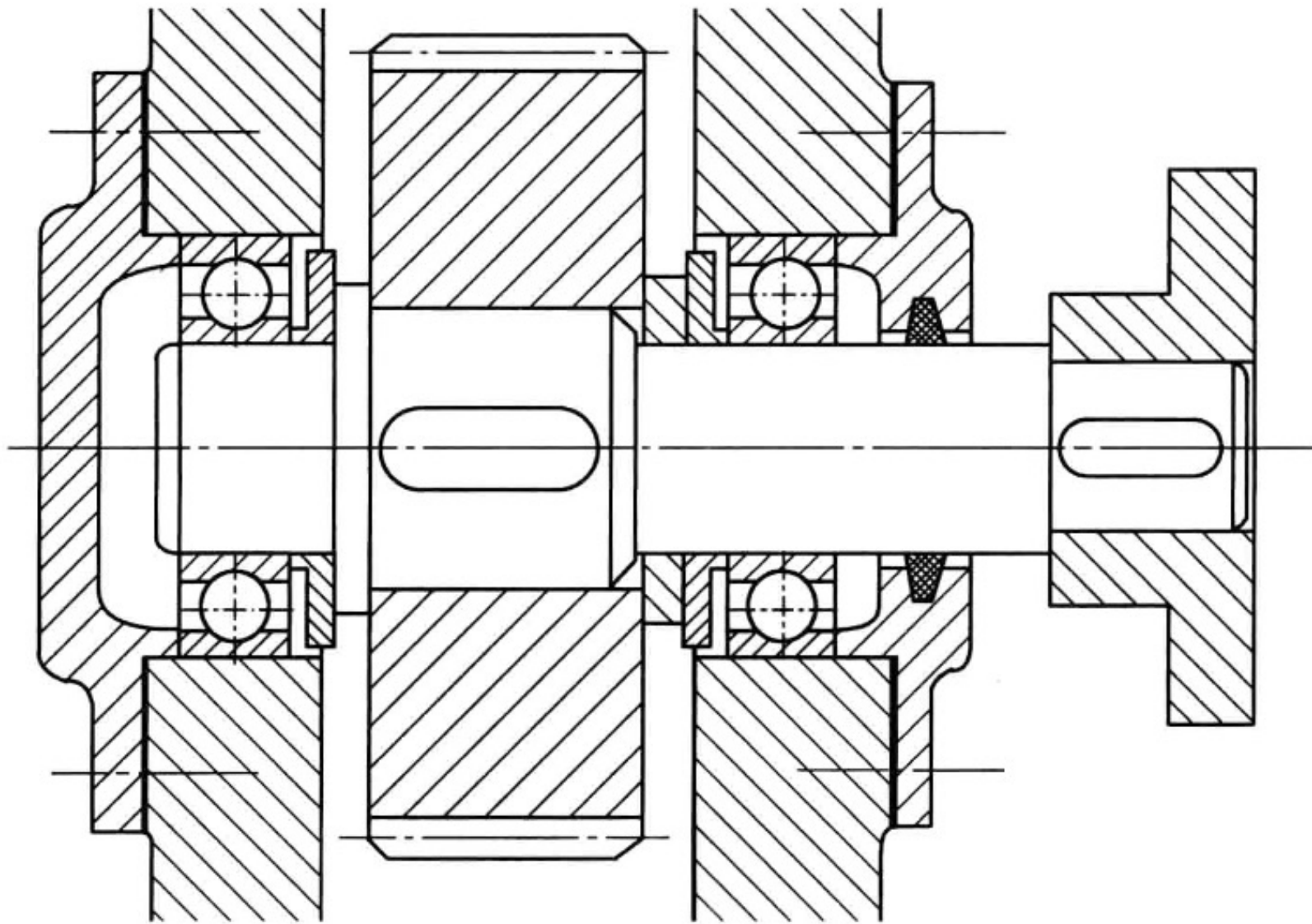


图 5-7 例 2 的正确结构图



# 滑动轴承

## 6.1.1 主要内容

- (1) 滑动轴承的结构、类型、特点及轴瓦的材料和选用原则。
- (2) 非液体摩擦和液体摩擦径向滑动轴承的设计准则和设计方法。
- (3) 液体摩擦动压润滑单油楔径向滑动轴承的参数对轴承承载能力的影响。

## 6.1.2 基本要求

(1) 了解滑动轴承的类型、特点和应用场合。

(2) 掌握整体式和剖分式滑动轴承的结构特点,了解自动调心轴承的结构特点。

(3) 了解滑动轴承对轴瓦材料的基本要求,掌握轴承合金和轴承青铜的特点和性能。

(4) 设计轴瓦结构时应注意以下几点:①在承载区原则上不开油沟,以免降低油膜压力,减小承载能力;②在承载区布置油沟时,应设计成能迅速向承载区均匀输入润滑油的形式;③轴瓦的结构应使轴承合金能牢固地贴附在轴瓦上。

(5) 滑动轴承润滑的主要目的是减少摩擦、降低功耗、温升和磨损率,要求掌握润滑油的选择原则。

(6) 了解各种润滑方法及其特点,掌握润滑方法的选择计算。

(7) 掌握非液体摩擦滑动轴承的设计计算。为了限制滑动轴承的磨损率和发热,非液体摩擦滑动轴承条件性计算的准则是: $p \leq [p]$ ,  $v \leq [v]$ ,  $pv \leq [pv]$ 。这些计算准则的物理意义在于保证摩擦表面间的吸附油膜不致破裂。这是因为  $p$  值间接地表示了轴瓦中的压缩应力,所以从强度和疲劳观点出发,需要限制  $p$ ,另外从宏观角度看,为了控制两摩擦表面的局部接触压力,以减少磨损,也需要限制  $p$  的值; $pv$  值从理论上讲表征了轴承单位承压面积上单位时间内产生的摩擦热量,以及能否保证形成吸附油膜等,因而是衡量非液体摩擦滑动轴承承载能力的一个重要指标;验算  $v$  值的原因,在教材中已作了详细论述,这里不再赘述。

(8) 掌握液体动力润滑的基本概念及其基本方程。油楔承载机理是动压轴承的计算基础,也应该掌握。

(9) 掌握液体摩擦动压径向滑动轴承的设计(包括几何计算、承载能力计算、流量计算、摩擦计算和热平衡计算等)。

## 6.2.1 重点内容分析

### 1. 轴瓦材料及其应用

由于轴瓦的材料和结构对滑动轴承的设计十分重要,因而对轴瓦材料的要求以及常用材料的类别应给予一定的重视,必须掌握这些常用轴瓦材料的性能、特点及选用原则。在三大类材料中,重点是第一类,应掌握轴承合金和轴承青铜的特点及性能。

### 2. 轴承的设计准则及设计方法

掌握非液体摩擦滑动轴承的设计准则及设计方法。

### 3. 液体动力润滑的基本方程式

这是 1886 年力学家、物理学家 O·雷诺首先导出的方程式,故通称雷诺方程。该式不仅适用于流体润滑轴承,也适用于其他在流体润滑下工作的零件。因此,应该记住如下的一维雷诺方程:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{6\eta v}{h^3}(h - h_0) \quad (6-1)$$

上式是计算流体动力润滑滑动轴承(简称流体动压轴承)的基本方程。由雷诺方程可知,油膜压力  $p$  的变化与润滑油的动力黏度  $\eta$ 、表面滑动速度  $v$  和油膜厚度  $h$  及其变化  $(h - h_0)$  有关。利用这一方程式,经积分后可求出油膜的承载能力。

由上述可知,形成流体动力润滑(即形成动压油膜)的必要条件是:

- (1) 相对运动的两表面间必须形成收敛的楔形间隙;
- (2) 被油膜分开的两表面必须有一定的相对滑动速度,其运动方向必须使润滑油由大口流进、从小口流出;
- (3) 润滑油必须有一定的黏度,且供油要充分。

#### 4. 液体摩擦动压径向滑动轴承的设计

液体摩擦动压径向滑动轴承的设计计算准则是：

$$h_{\min} \geq [h] \quad (6-2)$$

式中： $[h]$ 为许用油膜厚度， $[h] = S(Rz_1 + Rz_2)$ 。其中： $S$ 为安全系数； $Rz_1$ 、 $Rz_2$ 分别为轴颈和轴瓦的表面粗糙度（或称微观不平度）的十点平均高度。

$h_{\min}$ 为最小油膜厚度，根据几何关系，不难导出其计算式为

$$h_{\min} = r\psi(1 - x) \quad (6-3)$$

当轴承参数确定后，轴承半径  $r$  和相对间隙  $\psi$  为定值，只有偏心率  $x$  随外载荷等的变化而改变。因此，必须求出油膜总压力与外载荷平稳时的  $x$ ，它是求  $h_{\min}$  的关键问题。

一般求  $x$  非常困难，因而采用数值积分的方法进行计算，并做成相应的线图或表格供设计应用。

对于在外载荷作用下给定参数的轴承，可用下式求承载量系数  $C_p$ ：

$$C_p = F\psi^2 / (2\eta vl) \quad (6-4)$$

式中： $F$ 为轴承的径向载荷，N； $\psi$ 为相对间隙； $\eta$ 为润滑油在轴承平均温度下的动力黏度， $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ ； $B$ 为轴承宽度，m； $v$ 为轴颈圆周速度，m/s。

根据  $C_p = f(\alpha, x, l/d)$ ，在轴承设计中，当轴承的包角（ $\alpha = 120^\circ, 180^\circ$  或  $360^\circ$ ）给定时，经过大量分析计算作出了不同  $l/d$  时的  $C_p-x$  关系曲线或表格，可求得在此情况下的偏心率  $x$ 。 $x$  求得后，即可按式(6-3)计算出相应的最小油膜厚度  $h_{\min}$ 。

## 6.2.2 难点内容分析

本章难点仍是液体摩擦动压径向滑动轴承的设计。

其基本理论与计算公式如上所述,下面仅对两个问题作一说明。

### 1. 关于在滑动轴承计算中采用的无量纲问题

一个是承载量系数  $C_p$ 。因为由相似分析可知,有量纲问题,在用相对单位度量时,就可转化为相同的无量纲问题。为了数据的推广和应用,在分析轴承的性能数据时,常整理成无量纲之间的函数依赖关系。这样,就可把针对某特定结构、参数的轴承计算所得的性能数据推广到与此轴承结构、参数相似的一系列轴承上去。因此,对轴承的承载能力也引入了无量纲的承载量系数  $C_p$ 。

另一个是轴承的耗油量系数  $C_Q \approx Q/(\psi v l d)$ 。由于计算单位时间内的耗油量很复杂,故精确计算的耗油量应包含三个部分,即承载区的泄流量、非承载区的泄流量及油沟处的泄流量。因此,在轴承设计中采用大量分析计算作出了不同宽径比  $l/d$  时的  $x-Q/(\psi v l d)$  (或  $C_Q$ ) 曲线或表格。若已知  $l/d$  与  $x$ ,便可很快查出  $Q/(\psi v l d)$ ,最后用  $Q/(\psi v l d)$  乘上  $\psi v l d$  即可间接求出耗油量  $Q$ 。

## 2. 轴承主要参数的选择

轴承的主要参数有宽径比  $l/d$ 、相对间隙  $\psi$  及动力黏度  $\eta$ 。

(1) 宽径比  $l/d$ : 一般轴承的宽径比  $l/d=0.3\sim 1.5$ 。宽径比选得小时,可增大  $p$ ,提高轴承运转的平稳性,同时使端泄流量大,功耗小,油的温升降低,但轴承的承载能力也会降低。

对高速重载轴承,因其工作时温升高,故  $l/d$  宜取小值;对低速重载轴承,为提高轴承的整体刚性, $l/d$  宜取大值;对高速轻载轴承,如对轴承刚性无过高要求,则  $l/d$  可取小值;而对轴有较大支承刚性的机床轴承, $l/d$  宜取较大值。

(2) 相对间隙  $\psi$ :  $\psi$  是一个重要参数,它影响轴承的承载能力、摩擦功耗和温升等。 $\psi$  取值小,轴承的承载能力和旋转精度高; $\psi$  取值大,润滑油的流量增加,油的温升降低。因此, $\psi$  值必须选择得恰当。设计时可按下式初定  $\psi$  值:

$$\psi = 0.8 \times 10^{-3} v^{1/4} \quad (6-5)$$

也可以参考一般机器的常用值取定。一般机器中常用的  $\psi$  值为:汽轮机、电动机、齿轮减速器  $\psi=0.001\sim 0.002$ ;轧钢机、铁路车辆  $\psi=0.0002\sim 0.0015$ ;机床、内燃机  $\psi=0.0002\sim 0.001$ ;鼓风机、离心泵  $\psi=0.001\sim 0.003$ 。

(3) 动力黏度  $\eta$ : 在条件相同的情况下,提高  $\eta$  可显著提高轴承的承载能力,但也增大了摩擦阻力和轴承温升,由于温升而使油的黏度下降,则承载能力反而下降。选择动力黏度  $\eta$  的原则是:载荷大、速度低时,选用黏度较大的润滑油;载荷小、转速高,则选用黏度较低的润滑油。

(4) 平均压强  $p$ : 为了减少轴承尺寸,并使运转平稳, $p$  可取大些。但压强过高,会使油膜厚度过小,致使轴承工作表面易损坏。常用的平均压强为:机床、发电机、汽轮机  $p=0.6\sim 1.8$  MPa;齿轮减速器  $p=0.5\sim 3.5$  MPa;铁路车辆  $p=5\sim 15$  MPa;轧钢机  $p=10\sim 20$  MPa。

# 轴毂连接

## 7.1.1 主要内容

### 1. 轴

- (1) 轴的结构设计: ①影响轴结构的因素; ②轴的台阶化设计; ③轴的设计步骤。
- (2) 轴的强度与刚度计算: ①轴上载荷及应力分析; ②轴的强度计算、刚度计算等。

### 2. 键和花键连接

- (1) 键和花键连接的结构形式、特点和应用。
- (2) 键和花键连接的选择、失效形式和强度校核计算。

### 3. 联轴器、离合器和制动器

- (1) 联轴器的功用与分类; 几种常用联轴器的结构、工作原理、特点以及选择和计算方法。
- (2) 离合器的功用与分类; 几种常用离合器的结构、工作原理、特点以及选择和设计方法。
- (3) 制动器的功用, 几种常用制动器的工作原理。

## 7.1.2 基本要求

### 1. 轴

- (1) 了解轴的功用、类型、特点及应用。
- (2) 掌握轴的结构设计方法。
- (3) 掌握轴的三种强度计算方法：按扭转强度计算；按弯扭合成强度计算；按疲劳强度进行安全系数校核计算。

### 2. 键和花键连接

- (1) 掌握各类键连接的工作原理、结构形式和应用。掌握平键连接的剖面尺寸和长度确定的方法；了解平键连接的失效形式及掌握强度校核的方法。
- (2) 掌握花键连接的类型、工作特点、应用场合、失效形式及强度校核方法。

### 3. 联轴器、离合器和制动器

- (1) 掌握联轴器连接的两轴间位置补偿原理，联轴器与离合器在功能上的异同点。
- (2) 掌握常用联轴器、离合器和制动器的主要类型、结构特点、工作原理、性能和选择及计算方法。



## 7.2.1 重点

- (1) 轴的结构设计、强度计算。
- (2) 各种键连接的类型、尺寸和强度校核方法。
- (3) 联轴器、离合器和制动器的种类、工作原理、结构特点及选用。

## 7.2.2 难点

- (1) 不同类型的轴毂连接的特点对比。
- (2) 轴结构的正确设计。
- (3) 各种联轴器、离合器的特点及选用。

## 7.2.3 重点与难点内容分析

### 1. 轴的结构设计

轴的结构设计,目的就是要确定轴的各段直径  $d$  和长度  $l$ 。确定直径时,应先根据转矩初算出受转矩段的最小直径,再逐渐放大推出各段直径;对各段长度  $l$ ,需要根据轴上零件的尺寸及安装要求情况来确定。

轴没有固定的标准结构,故结构设计十分灵活。但无论何种结构的轴,设计时必须保证:轴和轴上零件有准确的周向和轴向定位及可靠的固定;轴上零件应装拆和调整方便;轴应具有良好的结构工艺性;轴的结构应有利于提高其强度与刚度,尤其是减轻应力集中。

## 2. 转轴的设计程序问题

因为转轴既承受弯矩又承受转矩, 理应按弯扭合成强度计算, 求出危险截面处的直径。但是要计算弯矩, 必须先知道轴承之间的跨距, 跨距又取决于轴上零件的轴向尺寸, 而轴上零件的轴向尺寸又是由其所处轴段的直径所决定的(如滚动轴承等)。因此, 问题又回到轴的直径上来了, 矛盾并未解决(见图 7-1)。

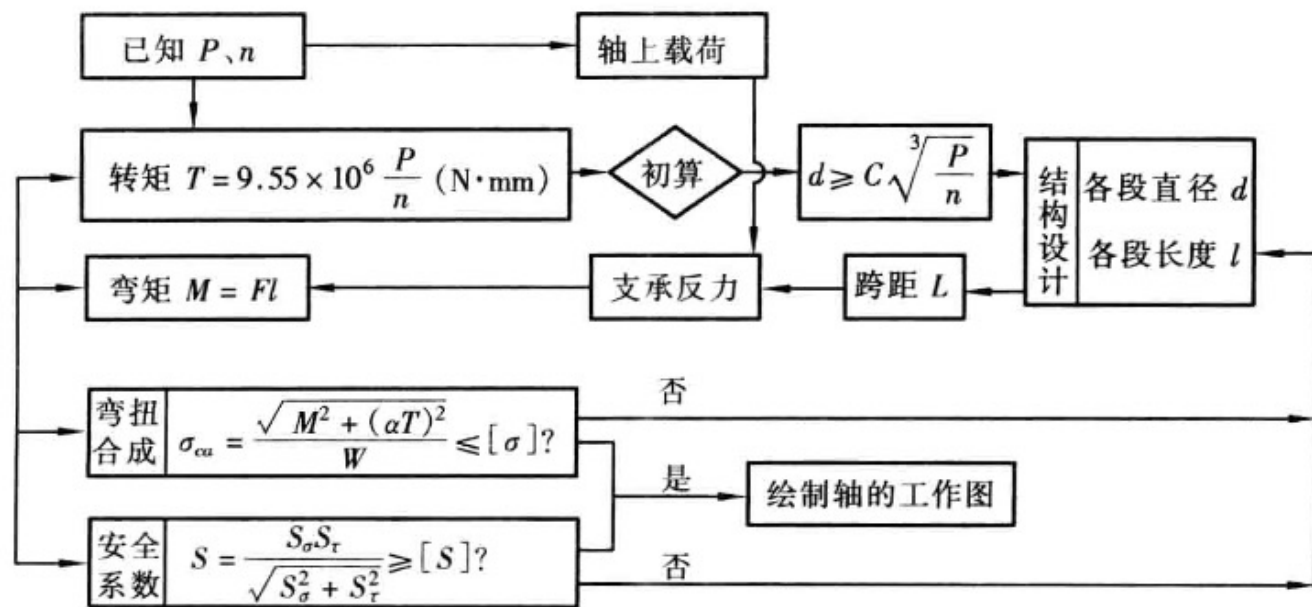


图 7-1 轴的设计步骤

解决矛盾的办法是: 按照只承受转矩来初算出轴径, 以此作为轴传递转矩段的最小直径, 然后进行初步的结构化。当确定轴承跨距和外载荷的作用点的位置后, 就可进行受力分析及按弯扭合成进行强度计算。轴的设计步骤如图 7-1 所示。

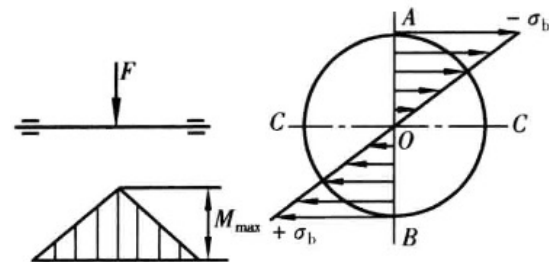


图 7-2 正应力分布

### 3. 弯扭合成强度计算中的应力校正系数 $\alpha$

轴受弯矩、转矩联合作用时,根据材料力学公式,其当量弯矩为

$$M' = \sqrt{M^2 + T^2} \quad (7-1)$$

但该式只有在弯曲应力和扭剪应力的循环特性相同时才成立。

(1) 轴在弯矩作用下(见图 7-2),其横截面的上部受压,最大压应力点在 A 点;横截面的下部受拉,最大拉应力点在 B 点;中性层 C—C 面上应力为零。

轴不转动时(如固定心轴),若作用在轴上的力  $F$ (或弯矩  $M$ )为静载荷,则截面上的弯曲应力为静应力;若作用在轴上的力  $F$ (或弯矩  $M$ )为变载荷,则截面上的弯曲应力为变应力,其变化性质与载荷的变化性质相同。

轴(整圈)转动时,不管轴上载荷的大小是否变化,轴横截面上各点的应力都是变化的。轴每转动一圈,其表面上任一点的应力就完成了由最大压应力  $\sigma_{\max}$ (A 点)到零(中性层 C 点)到最大拉应力  $\sigma_{\max}$ (B 点)再到零(C 点)的变化。所以,对于整圈转动的轴,轴截面上产生的应力均为对称循环变化的(稳定的或不稳定的)变应力。

通常,轴是转动的,所以由弯矩所产生的弯曲应力按对称循环变应力来计算。

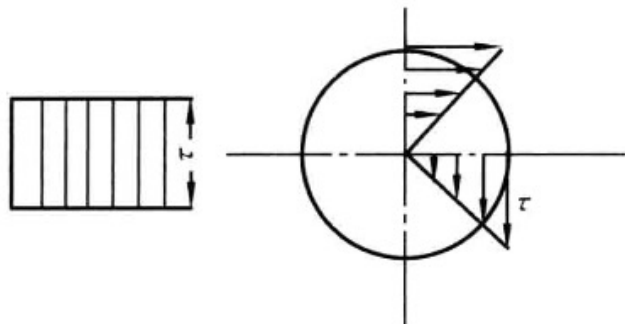


图 7-3 扭剪应力分布

(2) 轴传递转矩时,受扭段横截面外圆上各点的扭剪应力最大,圆心点的扭剪应力为零,应力分布情况如图 7-3 所示。不论轴是否转动,若作用在轴上的转矩不变,则其产生的扭剪应力也不变。实际上,对于经常启动和制动的传动装置,作用在轴上的转矩是不稳定的。为了便于计算,通常当轴受单向转矩时,其扭剪应力按脉动循环变应力来计算;轴受双向转矩时(双向转动),其扭剪应力按对称循环变应力来计算。

总之,轴的弯曲应力和扭剪应力的循环特性往往不同,因而不能用式(7-1)来计算当量弯矩,应将式(7-1)修正为

$$M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} \quad (7-2)$$

式中: $\alpha$  是根据转矩而定的应力校正系数,其含义是将扭剪应力的循环特性转换成与弯曲应力循环特性一致。若轴只承受单向转矩,则取  $\alpha = [\sigma_{-1}]_b / [\sigma_0]_b \approx 0.6$ ; 对于承受双向转矩的轴,取  $\alpha = 1$ 。对于只作摆动(摆角小于  $180^\circ$ )的轴,由于弯曲应力也为脉动循环应力,所以一般应取  $\alpha = [\sigma_0]_b / [\sigma_0]_b = 1$ 。

#### 4. 平键连接的失效形式与校核计算

平键连接虽存在挤压和剪切两种失效形式,但因平键的尺寸已标准化,只要不挤坏,一般不会剪断,所以平键连接只作挤压(对静连接)或磨损(对动连接)校核。平键连接的挤压力沿键接触长度和高度的分布不均匀,如图 7-4(c)所示。为了计算方便,通常简化假设成均布,如图 7-4(b)所示。另外,键与轴及轮毂互压的接触高度是不等的,为了便于工程计算,把两边的接触高度都近似取为键高的一半。由此引起的与零件实际工作情况的差异,是通过降低许用应力的办法来解决的。因校核所用的许用应力由实验得出,与实际情况相符,所以校核计算是可靠的。这种工程上的简化计算方法称条件性计算。

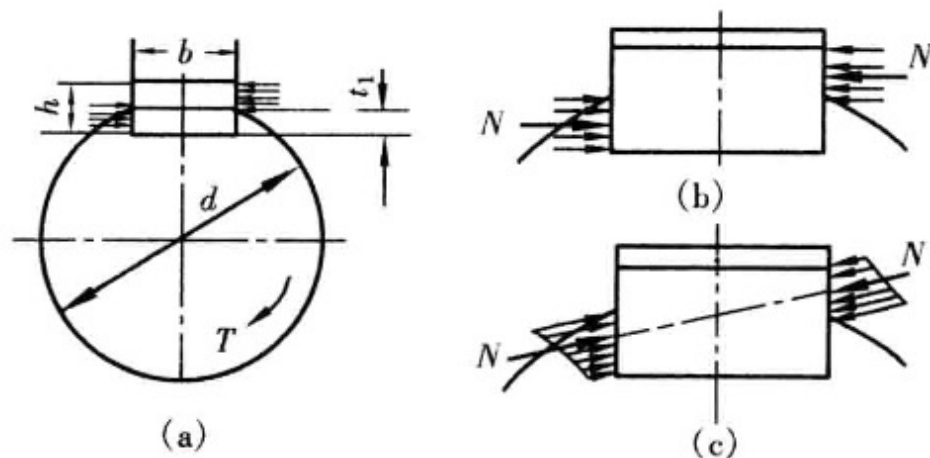
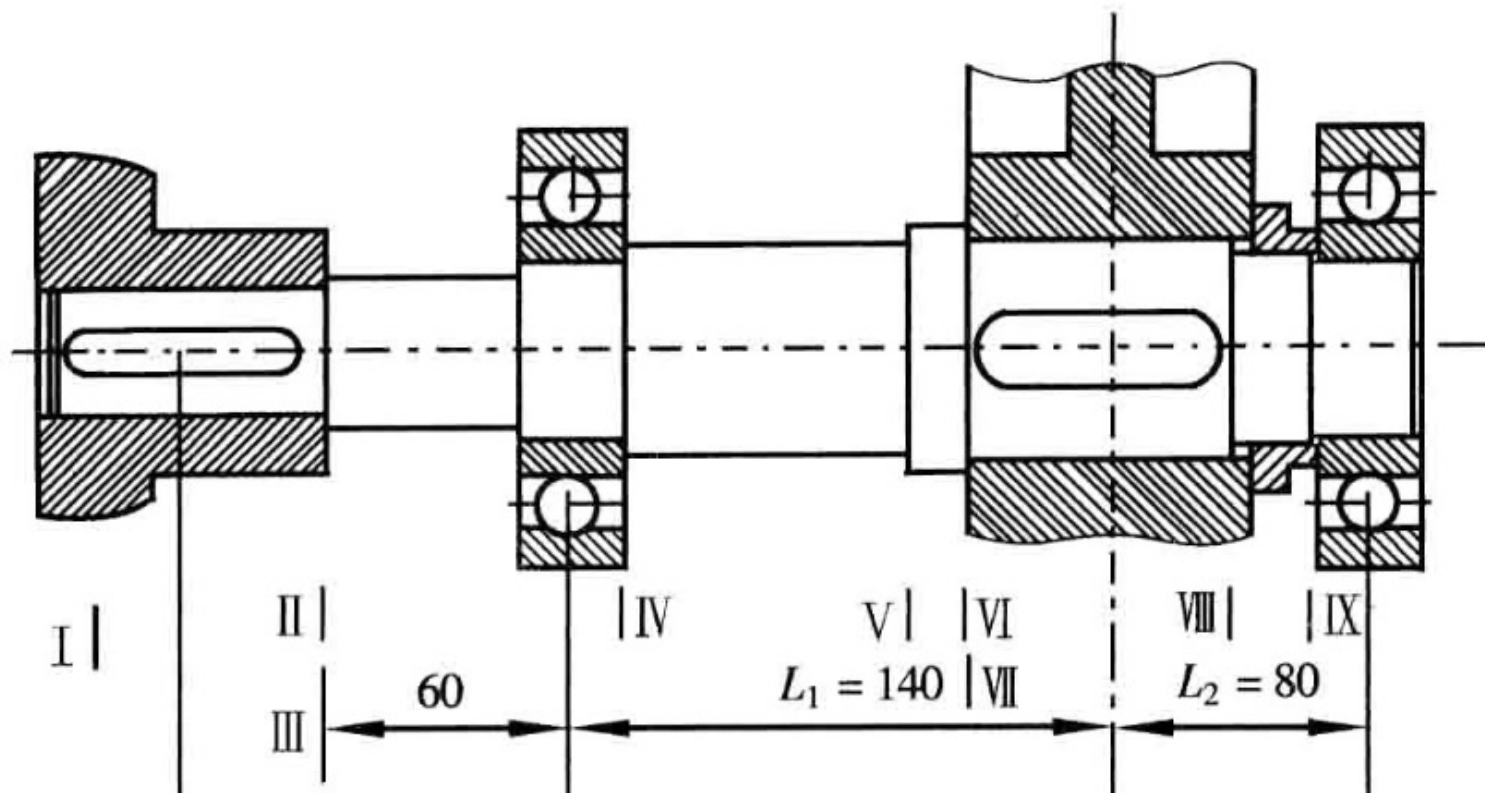


图 7-4 平键连接的挤压力

例 7-1 两级标准圆柱齿轮减速器输出轴的结构如例 7-1 图(a)所示。已知齿轮分度圆直径  $d=332$  mm, 作用在齿轮上的圆周力  $F_t=7780$  N, 径向力  $F_r=2860$  N, 轴向力  $F_a=1100$  N, 单向工作。支点与齿轮中点的距离  $L_1=140$  mm,  $L_2=80$  mm。

- (1) 画出轴的受力简图;
- (2) 计算支承反力;
- (3) 画出轴的弯矩图、合成弯矩图及转矩图;
- (4) 指出危险剖面的位置。



**解题要点:**

(1) 轴的受力简图如例 7-1 图(b)所示。

(2) 求支承反力。

①求垂直面支承反力。

 由  $\sum M_B = 0$ , 得

$$-R_{AY}(L_1 + L_2) + F_1 L_2 = 0$$

$$R_{AY} = \frac{F_1 L_2}{L_1 + L_2} = \frac{7780 \times 80}{140 + 80} \text{ N} = 2830 \text{ N}$$

 由  $\sum Y = 0$ , 得

$$R_{BY} = F_1 - R_{AY} = (7780 - 2830) \text{ N} = 4950 \text{ N}$$

②求水平面支承反力。

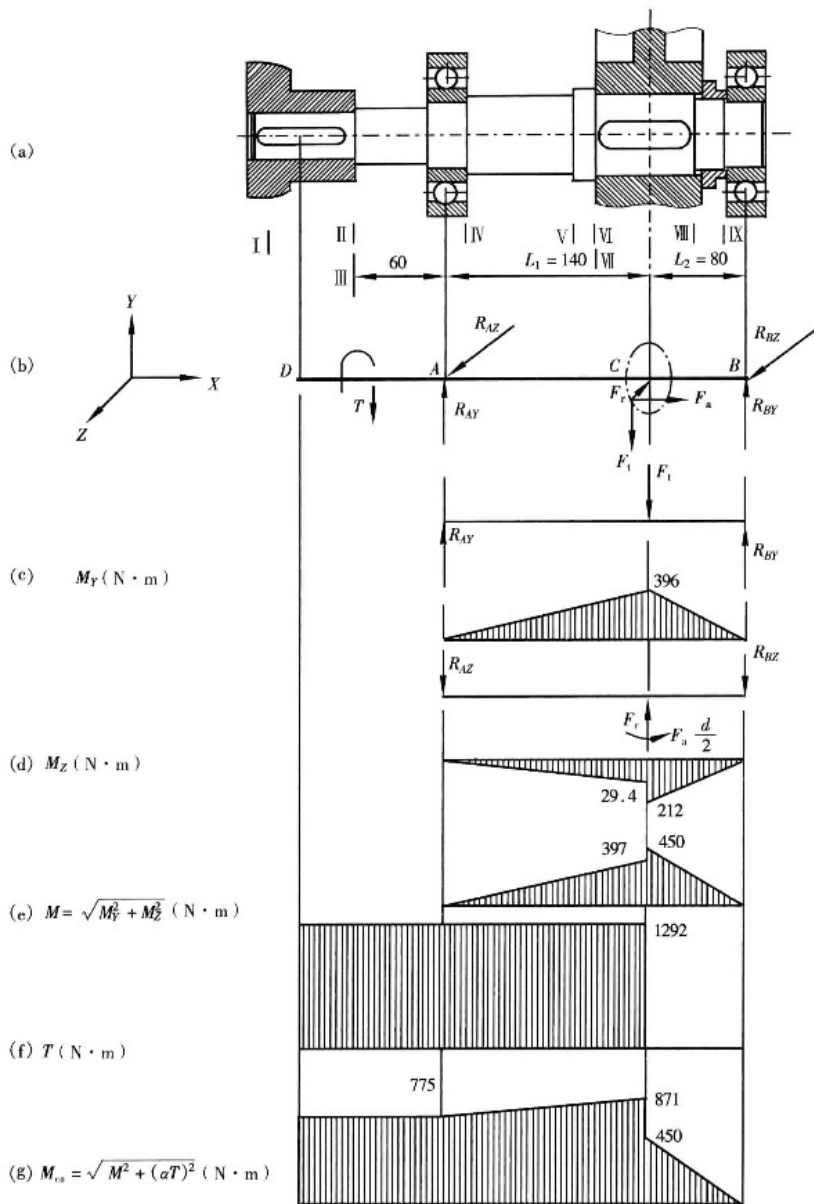
 由  $\sum M_B = 0$ , 得

$$-R_{AZ}(L_1 + L_2) - F_a \frac{d}{2} + F_t L_2 = 0$$

$$R_{AZ} = \frac{F_t L_2 - F_a d/2}{L_1 + L_2} = \frac{2860 \times 80 - 1100 \times (332/2)}{140 + 80} \text{ N} = 210 \text{ N}$$

 由  $\sum Z = 0$ , 得

$$R_{BZ} = F_r - R_{AZ} = (2860 - 210) \text{ N} = 2650 \text{ N}$$



例 7-1 图

(3) 画出轴的弯矩图、合成弯矩图及转矩图。

① 垂直面弯矩  $M_Y$  图如例 7-1 图(c)所示。

C 点:

$$M_{CY} = R_{AY}L_1 = 2830 \times 140 \text{ N} \cdot \text{mm} = 3.96 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

② 水平面弯矩  $M_Z$  图如例 7-1 图(d)所示。

C 点左边:

$$M_{CZ} = R_{AZ}L_1 = 210 \times 140 \text{ N} \cdot \text{mm} = 2.94 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

C 点右边:

$$M'_{CZ} = R_{BZ}L_2 = 2650 \times 80 \text{ N} \cdot \text{mm} = 2.12 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

③ 合成弯矩  $M$  图如例 7-1 图(e)所示。

C 点左边:

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{CY}^2 + M_{CZ}^2} = \sqrt{(3.96 \times 10^5)^2 + (2.94 \times 10^4)^2} \text{ N} \cdot \text{mm} \\ &= 3.97 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

C 点右边:

$$\begin{aligned} M'_C &= \sqrt{M'_{CY}^2 + M'_{CZ}^2} = \sqrt{(3.96 \times 10^5)^2 + (2.12 \times 10^5)^2} \text{ N} \cdot \text{mm} \\ &= 4.5 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

④ 作转矩图如例 7-1 图(f)所示。

$$T = F_t \frac{d}{2} = 7780 \times \frac{332}{2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 1.29 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

⑤ 作计算弯矩图如例 7-1 图(g)所示。

该轴单向工作, 转矩产生的剪切应力按脉动循环应力考虑, 取  $\alpha=0.6$ 。

C 点左边:

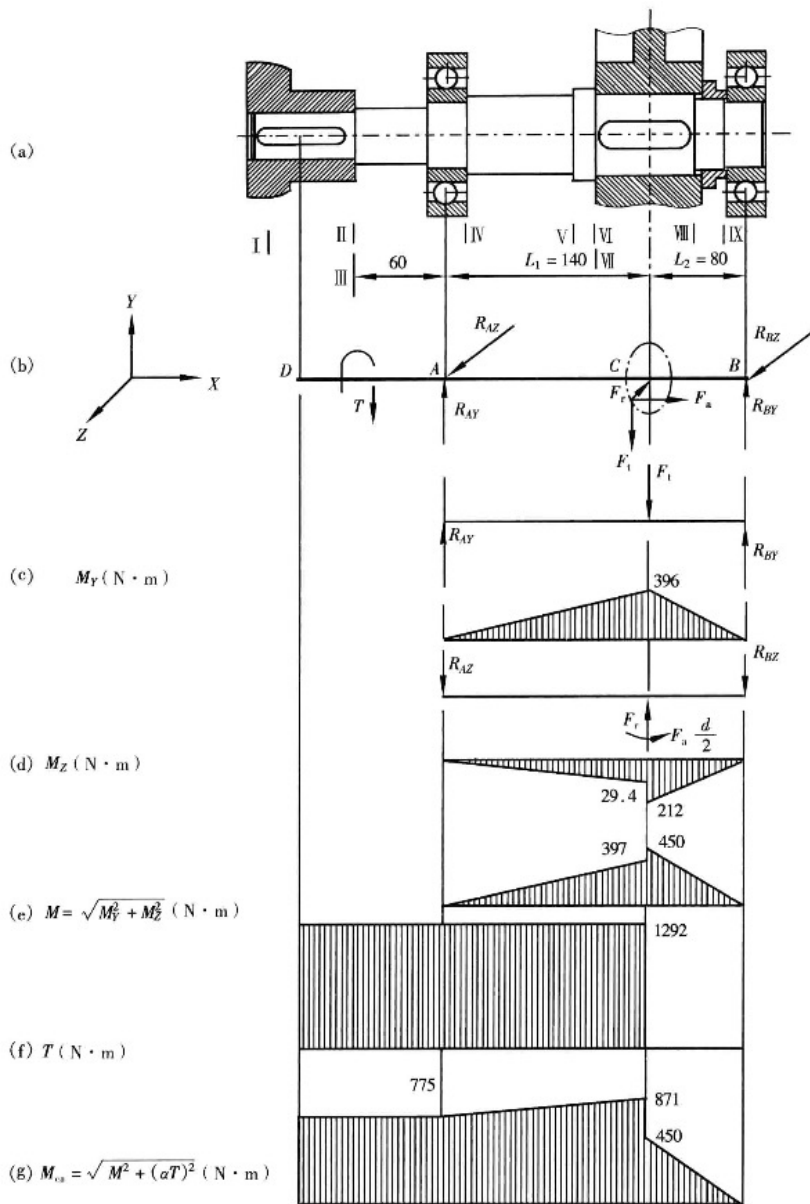
$$\begin{aligned} M_{caC} &= \sqrt{M_C^2 + (\alpha T_C)^2} = \sqrt{(3.97 \times 10^5)^2 + (0.6 \times 1.29 \times 10^6)^2} \text{ N} \cdot \text{mm} \\ &= 8.71 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

C 点右边:

$$\begin{aligned} M'_{caC} &= \sqrt{M'_C{}^2 + (\alpha T'_C)^2} = \sqrt{(4.5 \times 10^5)^2 + (0.6 \times 0)^2} \text{ N} \cdot \text{mm} \\ &= 4.5 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

D 点:

$$M_{caD} = \sqrt{M_D^2 + (\alpha T_D)^2} = \alpha T = 0.6 \times 1.29 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} = 7.75 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

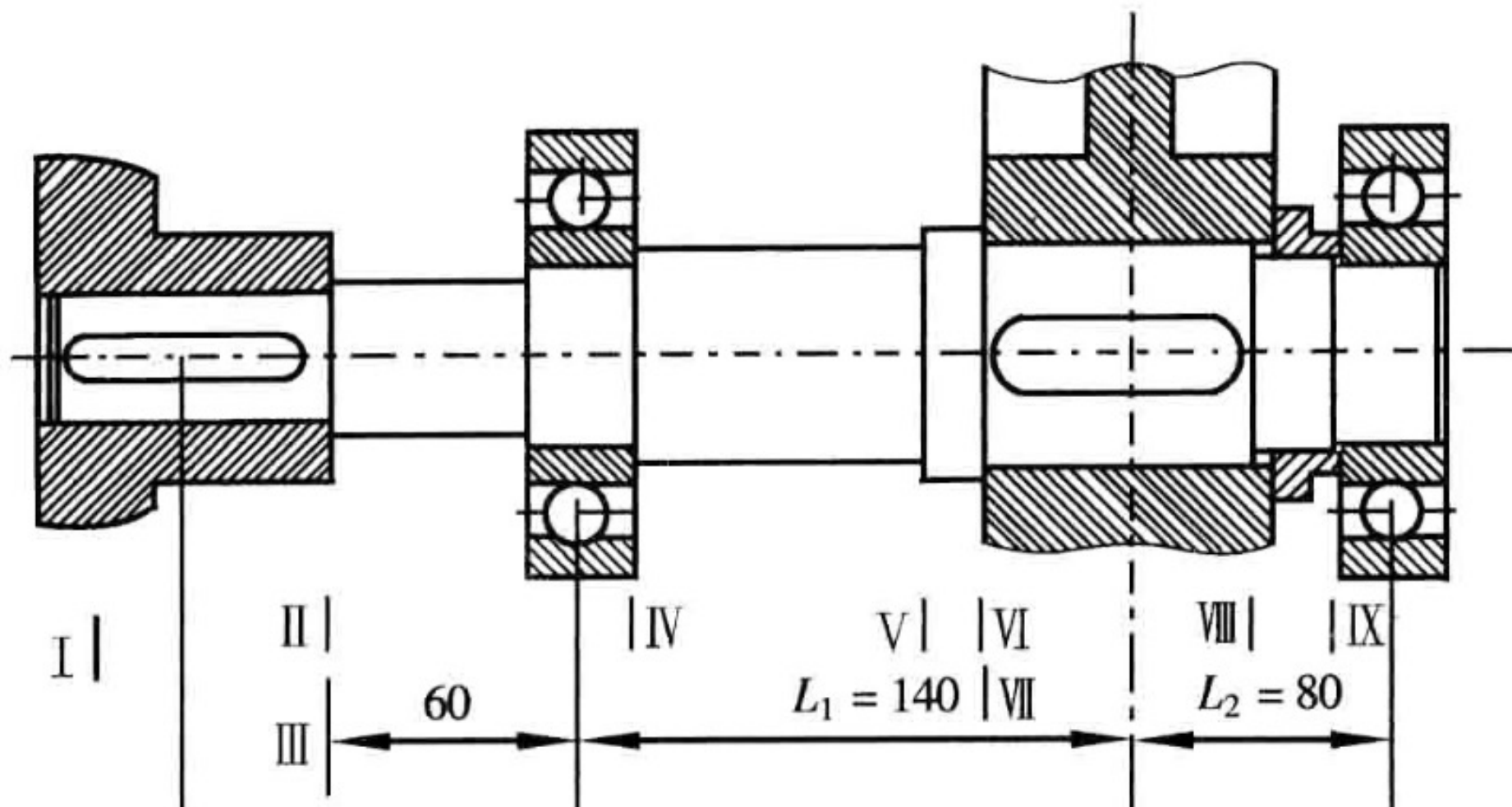


例 7-1 图



(4) 指出危险剖面的位置。

例 7-1 图(a)中, I ~ IX 均为有应力集中的剖面, 均有可能是危险剖面。其中 I ~ IV 剖面的计算弯矩相同。II 剖面与 III 剖面相比较, 只是应力集中影响不同, 可以取应力集中系数较大者进行验算即可。同理, VI、VII 剖面承载情况也比较接近, 可取应力集中系数较大者进行验算。





# ME311: 机械设计

## 2023年秋季

谢谢~

宋超阳  
南方科技大学